G. A. Ehemann

Hydraulische Motoren

und

Die Theorie der Turbinen

Moritz Schäfer
Leipzig.

Hydraulische Motoren.

Allgemeine und theoretische Darstellung

der

Wasserräder und Turbinen

und

Die Theorie der Turbinen.

Zum Gebrauche beim Unterricht

an

Fach-, Gewerbe- und Industrie-Schulen

sowie für

Techniker, Konstrukteure, Besitzer von Wasserkräften usw.

bearbeitet von

G. A. Ehemann, Ingenieur,

Direktor der Deutschen Müllerschule in Dippoldiswalde.

Mit 9 Tafeln.



Leipzig.

Moritz Schäfer, Verlagsbuchhandlung.

1901.

Vorwort.

Dass die Bedeutung der Wassermotoren mit den Fortschritten des allgemeinen Maschinenbaues, insbesondere der Elektrotechnik gleichen Schritt hält, beweist unter Anderem auch die ziemlich große Anzahl Maschinenfabriken, die sich heutzutage mit dem Bau dieser Motoren beschäftigen und Zeugnis davon ablegen, dass man allerwärts bemüht ist, die Wasserkräfte mehr und mehr auszunutzen. Die Folge davon ist, dass immer mehr in der Industrie stehende Personen sich einesteils mit der Herstellung, andernteils mit dem Betrieb dieser Motoren zu beschäftigen haben. Soll dieses nun in zweckmäßiger und erfolgreicher Weise geschehen, so müssen die Einen mit den Bedingungen einer richtigen Bauart, die Anderen mit denen eines richtigen Betriebes derselben genügend vertraut gemacht werden, eine Aufgabe, die natürlich vor Allem der Schule zukommt.

Ohne Zweifel gehört die hierzu nötige Theorie in den Lehrplan einer höheren Lehranstalt; nachdem sich aber die früheren Verhältnisse der Industrie im allgemeinen, insbesondere auch der Mühlenindustrie anders gestaltet haben und aus dem früher nur klein betriebenen Gewerbe eine Großindustrie, aus mancher bescheidenen Mühlenbau-Werkstätte eine große Maschinenfabrik geworden ist, die nun auch Wassermotoren baut und somit auch hierin bewanderte Techniker benötigt, Fachtechniker für Mühlenbau auf den Hochschulen aber nicht ausgebildet werden können, so muss es als ein Bedürfnis erscheinen, dass solche junge Leute auch ohne den Besuch einer höheren Schule diejenige Ausbildung erhalten, welche sie in den Stand setzt, den in der Praxis gestellten Anforderungen zu genügen und es ist wohl keine Frage, dass an den besonders im Königreich Sachsen eingeführten und mit so guten Erfolgen arbeitenden Fachschulen diejenige, welche sich die höhere Ausbildung von Müllern und Mühlentechnikern zur Aufgabe gemacht hat, am ehesten dazu berufen ist, ihre Schüler mit dem Bau und dem Betrieb von Wassermotoren bekannt zu machen.

Mit Rücksicht auf die in diesen Schulen kurz bemessene Unterrichtsdauer, sowie die Ungleichartigkeit der Schüler, kann dieser Unterricht aber nicht auf Grund der bestehenden, wissenschaftlich sehr guten, jedoch meistens auch sehr umfangreichen Theorien erteilt werden, vielmehr muss hier eine den Zwecken und Eigenschaften solcher Schüler angepasste Behandlungs- und Vortragsweise des Stoffes zur Anwendung kommen und von diesem Gesichtspunkte aus, in Verbindung mit dem Streben nach möglichst geringen Kosten, ist

die vorliegende Arbeit entstanden. Wenn dieselbe also keinen Anspruch darauf erhebt, Neues zu bringen, so wird doch die auf eigener, als leitender Ingenieur in der Praxis und als Leiter und Lehrer einer Fachschule gesammelte Erfahrung des Verfassers beruhende und von demselben gewählte Bearbeitungsweise des Stoffes, diesen besonders den weniger theoretisch vorgebildeten Schülern der Fachschulen leichter als die meisten der bestehenden theoretischen Abhandlungen zugänglich machen und dieselben in den Stand setzen können, den eingangs erwähnten Zweck wenigstens der Hauptsache nach zu erreichen.

Da der Lehrstoff aber nicht allein in fasslicher Form und möglichst einfacher Darstellung, sondern auch auf streng wissenschaftlicher Grundlage unter gleichzeitiger Berücksichtigung des neuesten Standes des praktischen Motorbaues behandelt ist, so dürfte sich die vorliegende Arbeit nicht nur für den Gebrauch an eigentlichen Fachschulen, sondern auch als Leitfaden für den Unterricht in allgemeinen höheren Gewerbe- und Industrieschulen recht wohl eignen.

Dieselbe besteht in einem I. oder allgemeinen Teil, der die Motoren in ihrer Gesamtheit behandelt und einen Einblick in die verschiedenen Arten, den allgemeinen Bau, sowie die Anwendungs- und Betriebsbedingungen derselben gewährt und dem die wichtigsten diesbezüglichen Sätze aus der Hydraulik vorangestellt sind, während der zweite Teil die Theorie der Turbinen enthält und für Diejenigen bestimmt ist, die sich als Techniker ausbilden wollen und deshalb genötigt sind, tiefer in das Wesen des Stoffes einzudringen und sich mit der Berechnung und Konstruktion der Turbinen vertraut zu machen.

Wenn in dem ersten Teil den Wasserrädern ein verhältnismäßig großer Platz eingeräumt wurde, so hat dieses seinen Grund in der Ansicht des Verfassers, dass die Turbinen heute ohne Frage die herrschende Art der Wassermotoren bilden, dass aber andererseits nicht, wie manchesmal behauptet wird, die Wasserräder nicht mehr existenzberechtigt seien; vielmehr ist Verfasser gleicher Ansicht mit Bach und Müller, den Verfassern der beiden größeren und vorzüglichen Werke „Die Wasserräder“ und „Die eisernen Wasserräder“, dass nämlich ein gut gebautes Wasserrad recht wohl noch existenzberechtigt ist, weil es eben manche Fälle giebt, in denen ein solches einer Turbine überlegen und deshalb vorzuziehen ist, eine Erfahrung, die Verfasser vorliegender Schrift in seiner langjährigen Praxis oft genug zu machen Gelegenheit hatte und besonders in Faktoren praktischer Art ihre Begründung findet.

Betont sei noch, dass, um die Anzahl der Tafeln thunlichst zu beschränken und dadurch den Preis des Werkes möglichst zu ermäßigen, einige zusammengehörige Bilder getrennt werden mussten. Möge nun diese Arbeit eine wohlwollende Aufnahme finden und ihren, dem Standpunkt völliger Unparteilichkeit entsprungenen Zweck erfüllen.

Dippoldiswalde, 1901.

Die Wasserräder.

A. Hydraulischer Teil.

1. Allgemeine Bemerkungen.

Unter Wassermotoren versteht man Kraftmaschinen, bei welchen das Wasser die bewegende Kraft bildet. Sie werden eingeteilt in:

a) **Wasserräder.**

b) **Wassersäulenmaschinen** oder **Wasserdruckmotoren.**

Bei dieser Unterscheidungsweise hat man jedoch unter „Wasserräder“ solche im weiteren Sinne, also auch diejenigen Wasserräder zu verstehen, welche man mit dem Namen Turbinen bezeichnet und beruht dieselbe auf der verschiedenen Art und Weise, in welcher das Wasser die Bewegung des Motors hervorbringt.

Dieses geschieht bei den Wasserrädern dadurch, dass das Wasser während es unter dem Drucke einer Wassersäule steht und von dem obersten auf den niedersten Punkt derselben, d. h. von der Gefällhöhe herniedersinkt, entweder durch seine lebendige Kraft, oder durch seine Schwerkraft resp. sein Gewicht auf die Arbeitsflächen des Motors ununterbrochen einwirkt und denselben eine drehende Bewegung erteilt.

Bei den Wassersäulenmaschinen wird die Bewegung der gedrückten Arbeitsflächen dadurch hervorgebracht, dass die durch eine gewisse Druckhöhe hervorgerufene Pressung des Wassers auf einen in einem geschlossenen Cylinder befindlichen Kolben wirkt, welcher sich infolgedessen längs der Cylinderachse so lange fortbewegt, bis das Wasser abgeschlossen wird und die Pressung aufhört, um nach Beendigung der Kolbenbewegung sofort auf dessen entgegengesetzte Seite einzuwirken und eine Rückbewegung desselben zu veranlassen, sodass bei diesen Motoren das Wasser nicht ununterbrochen, sondern unterbrochen auf das Bewegungselement einwirkt und eine der Dampfmaschine ähnliche hin und hergehende Bewegung desselben verursacht. Da die praktische Verwendung der Wassersäulenmaschinen derjenigen der Wasserräder gegenüber verhältnismäßig gering ist, so sollen im Nachstehenden nur die Letzteren näher besprochen werden.

2. Die Unterscheidungsweise der Wasserräder.

Vor der Erfindung der Turbinen war der Begriff „Wasserräder“ ein einfacher und bestimmter, während derselbe später den Turbinen gegenüber, genauer und schärfer gefasst werden musste.

Da die ersten Turbinen nur mit senkrechter Achse, die alten Wasserräder aber nur mit wagerechter Achse ausgeführt wurden, so konnte man damals auf Grund dieses leicht erkennbaren Merkmales einfach folgenderweise unterscheiden:

Wasserräder sind Wassermotoren mit wagerechter Achse,

Turbinen sind Wassermotoren mit senkrechter Achse.

Nachdem man jedoch auch Turbinen mit wagerechter Achse gebaut hatte, genügte diese Unterscheidungsweise nicht mehr und wurde dieselbe deshalb geändert auf Grund der verschiedenen Art und Weise, in welcher das Wasser seine Wirkung auf ein Wasserrad oder eine Turbine ausübt. Während nämlich das Wasser bei den alten Wasserrädern schon am Anfang seines Weges seine Wirkung beginnt und diese bis zum Ende seines Weges durch sein Gewicht ausübt, erfolgt die Wirkung des Wassers bei den Turbinen erst am Ende des Gefälles, nachdem es durch die dem letzteren entsprechende Druckhöhe in Geschwindigkeit umgesetzt worden ist.

Auf dieser Grundlage wurde nun unterschieden:

a) Wasserräder sind Motoren, bei denen das Wasser hauptsächlich durch sein Gewicht wirkt.

b) Turbinen sind Motoren, bei denen das Wasser durch seine Geschwindigkeit und seine Masse, d. h. durch seine lebendige Kraft wirkt. Hierbei hat man natürlich unter Wasserräder solche im engeren Sinne, d. h. die älteren mit wagerechter Achse versehenen Wasserräder zu verstehen.

3. Die lebendige Kraft des Wassers.

Obwohl wie schon bemerkt, das Wasser bei den Wasserrädern fast nur durch sein Gewicht, durch lebendige Kraft dagegen nur bei den Turbinen wirkt, so muss der Begriff „lebendige Kraft" doch jetzt schon festgestellt werden, da die letztere immer vorhanden ist, wenn ein Körper oder eine Masse sich bewegt und da eine solche Bewegung auch bei den Wasserrädern vorhanden ist, (ohne die der Eintritt des Wassers in das Wasserrad unmöglich wäre) so kann also auch bei diesen Motoren die lebendige Kraft nicht ganz entbehrt werden, wenn dieselbe hier auch nicht bezweckt wird, sondern nur als unvermeidlich hingenommen werden muss.

Allgemein hat man unter dem Begriff „lebendige Kraft" eine mechanische Arbeit zu verstehen, deren Größe in Kilogrammmeter oder Pferdestärken (PS) ausgedrückt werden kann. Bedeutet also:

A die mechanische Arbeit, H in *met.* die von einem in Bewegung befindlichen Körper in einer Sek. zurückgelegte Höhe und G in *kg* das Gewicht dieses Körpers, so ist

$$A = G \cdot H \; (kgm) = \frac{G \cdot H}{75} \; (PS) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Da nun nach den Fallgesetzen ein von der Höhe H herabfallender Körper eine derselben entsprechende Geschwindigkeit c erlangt, deren Größe ausgedrückt wird durch die Formel:

$$c = \sqrt{2 g H},$$

oder:

$$H = \frac{c^2}{2 g},$$

so ist:

$$A = G \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1^a)$$

Die Formel 1^a der mechanischen Arbeit bildet den algebraischen Ausdruck für die lebendige Kraft oder die kinetische Energie (Geschwindigkeitsenergie), welche zum praktischen Ausdruck kommt bei der Wirkungsweise des Wassers in den Turbinen, während die durch die Formel 1 ausgedrückte mechanische Arbeit der letzteren in Wert und Größe ganz gleich ist und als Gewichtsenergie bezeichnet werden kann und ihren Ausdruck findet bei der Wirkungsweise des Wassers in den Wasserrädern.

Die Größe A der lebendigen Kraft einer Wassermenge Q, die mit einer Geschwindigkeit von c *met.* in einem Kanale fließt, wird somit ausgedrückt durch die Formel:

$A = Q \cdot \gamma \cdot \frac{c^2}{2g}$, wenn γ das specifische Gewicht des Wassers bedeutet.

Die lebendige Kraft des Wassers kann in drei verschiedenen Formen zur Wirkung kommen und zwar:

1) durch Stoß,
2) „ Aktion,
3) „ Reaktion.

Da die thatsächliche Wirkung des Wassers durch Stoß höchstens die Hälfte seiner theoretischen Wirkung beträgt und somit 50% der letzteren verloren gehen, so eignet sich diese Form der lebendigen Kraft nicht zur Anwendung bei Wassermotoren und bleiben somit für diesen Zweck nur die Wirkungsformen der Aktion und Reaktion übrig. Da aber die **letztere** nur bei den Turbinen angewendet werden kann, so kommt für die Wasserräder von den drei Wirkungsformen der lebendigen Kraft nur die Aktionswirkung in Betracht, wenigstens soweit dieselbe an der Gesamtwirkung des Wassers auf ein Wasserrad beteiligt und wie schon bemerkt, nicht völlig zu vermeiden ist.

Wenn nun bei den Wassermotoren die Stoßwirkung möglichst vermieden werden soll, so kann dieselbe doch nicht außer Acht gelassen werden, da sie niemals ganz zu beseitigen ist, und deshalb bei allen Wassermotoren in höherem oder geringerem Grade auftritt und da man den dadurch entstehenden Verlust öfters rechnerisch festzustellen hat, so sind deshalb zunächst die Arten und Größen der drei genannten Formen der lebendigen Kraft festzustellen, bevor die Motoren selbst näher besprochen werden.

4. Der Stoſs, die Aktion und die Reaktion des Wassers.

a) Die Arten dieser Wirkungsweisen.

1) Stoßwirkung des Wassers nennt man diejenige Wirkungsweise desselben, bei welcher ein unter dem Drucke H stehender Wasserstrahl gegen eine ebene und ruhende Fläche fließt und sowohl in seiner Geschwindigkeit, als auch seiner Richtung plötzlich geändert und dabei um 90^0 abgelenkt wird, *Bild 1, Tafel 1.*

2) Aktionswirkung des Wassers ist diejenige Wirkungsweise desselben, bei welcher ein unter dem Drucke H stehender Wasserstrahl eine

gekrümmte Fläche entlang fließt und bei unveränderter Geschwindigkeit in seiner Richtung allmählich um 180° abgelengt wird, *Bild 2, Tafel 1.*

3) Reaktionswirkung. Behufs Feststellung dieser Wirkungsart denke man sich in *Bild 3, Tafel 1* dasselbe mit Wasser angefüllte Gefäß wie in *Bild 1 und 2, Tafel 1*, dessen Wand a eine Öffnung a_1 habe, die aber vorläufig geschlossen sei.

Der auf die Wandfläche a_1 wirkende Wasserdruck wird auch an jeder anderen Stelle des Gefäßes vorhanden sein, welche dieselbe Grösse hat wie a_1 und unter dem Drucke H steht wie diese, d. h. es wird in dem Gefäß ein Gleichgewichtszustand herrschen. Denkt man sich nun die Wandfläche a_1 plötzlich entfernt, so wird sofort Wasser aus der dabei entstandenen Öffnung ausfließen, der früher auf a_1 ausgeübte Druck wird aber in dem Augenblick der Wegnahme dieser Fläche sich auf die derselben entgegengesetzte Seite übertragen, so dass diese außer dem vorher schon vorhandenen auch noch den Druck von a_1 erhält; der Gleichgewichtszustand wird aufgehoben sein und das Gefäß würde, wenn es mit Rollen versehen wäre, dem nun einseitig wirkenden Drucke $a_1 + b$ nachgeben und sich in der dem Wasserausfluss entgegengesetzten Richtung fortbewegen.

Diese Wirkung wird Reaktionswirkung genannt und kommt zum Ausdruck bei den Reaktionsturbinen. Dieselbe ist aber nur eine Augenblickswirkung, sofern der dadurch ausgeübte Druck nur im ersten Moment des Wasserausflusses vorhanden ist und nur dann konstant bleibt, wenn die ausgeflossene Wassermenge von oben wieder zufließt. In diesem Fall ist aber die Reaktionswirkung nicht mehr ausschließlich eine solche, sondern eine mit Aktion verbundene Wasserwirkung und da demnach das Wasser eine reine Reaktionswirkung nicht ausüben kann, so hat man die ursprüngliche Bezeichnung Reaktionsturbinen durch den geeigneteren Ausdruck Überdruckturbinen ersetzt.

4 b. Die Gröfse des Druckes der obigen drei Wirkungsweisen auf unbewegliche Flächen.

1) Stofswirkung. Ist f die Größe der Ausflussöffnung also auch des Querschnittes des ausfließenden Wasserstrahles, H der Vertikalabstand vom Oberwasserspiegel bis Mitte der Ausflussöffnung, c die Geschwindigkeit und Q die Menge des ausfließenden Wassers pro Sek., so ist die lebendige Kraft A, welche von diesem auf die vor der Ausflussöffnung fest und unbeweglich befindliche Fläche f_1 ausgeübt wird

$$A = Q \cdot \gamma \cdot \frac{c^2}{2g} = f \cdot c \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot \gamma$$

oder

$$A = f \cdot c \cdot H \cdot \gamma. \qquad (1)$$

Ist ferner P_k der Druck, den die Fläche f_1 infolge der Wirkung dieser lebendigen Kraft auszuhalten hat, so ist:

$$P_k = \frac{f \cdot c \cdot H \cdot \gamma}{c} = f \cdot H \cdot \gamma.$$

Vor dem Beginn des Wasserausflusses, da die Öffnung f noch nicht frei war, hat nun aber auf die betreffende Wandfläche schon ein Druck P_p be-

standen, welcher gleich ist dem Gewichte der Wassersäule von der Höhe H und dem Querschnitt f, d. h. es ist:

$$P_p = f \cdot H\gamma.$$

Dieser Druck wird nun bei Beginn des Wasserausflusses nicht verschwinden können, sondern sich in diesem Augenblick zusammen mit P_k auf die Fläche f_1 übertragen, so dass demnach der Gesamtdruck P_{st}, welchen der Wasserstoß in dem Augenblick des Wasserausflusses auf die Fläche f_1 ausübt, sein wird:

$$\left.\begin{aligned} P_{st} &= P_p + P_k = f \cdot H \cdot \gamma + f \cdot H \cdot \gamma = 2f \cdot H \cdot \gamma, \\ \text{oder} \quad P_{st} &= \frac{2f\,c^2}{2g} \cdot \gamma = \frac{c}{g} \cdot Q \cdot \gamma. \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots (2)$$

2) Aktionswirkung. Da, wie aus *Bild 2* ersichtlich, bei dieser Wirkungsweise des Wassers der ausfließende Wasserstrahl nicht um *90°* wie beim Stoß, sondern um $2 \times 90 = 180°$ abgelenkt wird, so folgt daraus ohne weiteres, dass bei der Aktionswirkung auch der auf die Fläche f_1 wirkende Wasserdruck P_a der Ablenkung entsprechend, d. h. doppelt so groß ist, wie bei der Stoßwirkung, oder

$$\left.\begin{aligned} P_a &= 2 \cdot P_{st} = 2 \cdot 2 \cdot f \cdot H \cdot \gamma = 4 \cdot f \cdot H \cdot \gamma, \\ \text{oder} \quad P_a &= 4 \cdot f \cdot \frac{c^2}{2g} = 2 \cdot \frac{c}{g} \cdot Q \cdot \gamma. \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots (3)$$

3) Reaktionswirkung. Wie aus der schon oben beschriebenen Entstehung der Reaktionswirkung ersichtlich, treten hier bei dem plötzlichen Ausfluss des Wassers dieselben Vorgänge auf, wie bei der Stoßwirkung, jedoch mit dem Unterschiede, dass der Wasserstrahl bei seinem plötzlichen Ausfluss nicht auf eine vor demselben befindliche Fläche f_1, sondern auf die der Strahlrichtung entgegengesetzte Gefäßwand b seine Wirkung ausübt und dass also der Reaktionsdruck P_r gleich dem Stoßdruck P_{st} sein, jedoch entgegengesetzt von P_{st}, d. h. in der Richtung des in *Fig. 3* angegebenen Pfeiles wirken wird, es ist somit

$$P_r = P_{st} = 2 \cdot f \cdot H \cdot \gamma = \frac{c}{g} \cdot Q \cdot \gamma = \frac{P_a}{2} \quad \ldots\ldots (4)$$

4c. Arbeit und Druck der obigen 3 Wirkungsweisen auf bewegliche Flächen.

Da die in den Abschnitten 4a und 4b für die drei Formen der lebendigen Kraft festgestellten Druckgrößen sich auf unbewegliche Flächen beziehen, so können die dort erhaltenen Resultate auf Wasserräder, deren Schaufelflächen mit einer gewissen Geschwindigkeit vor dem Wasser zurückweichen, sich also bewegen, nicht direkte Anwendung finden, sondern nur eine theoretische Grundlage bilden, welche durch die nachstehenden Abhandlungen zu ergänzen sind.

Nimmt man demgemäß an, die vor der Ausflussöffnung f befindliche Fläche f_1 von *Bild 4, Tafel 1* sei nicht fest, sondern bewege sich mit der Geschwindigkeit v in der gleichen Richtung von c, so ergeben sich 3 verschiedene Geschwindigkeiten und hieraus wieder 3 verschiedene Arbeits-

leistungen und zwar hat man als erste die Geschwindigkeit c des ausfließenden Strahles und als zweite die Geschwindigkeit v der gedrückten Fläche f_1. Aus diesen beiden Geschwindigkeiten geht als dritte die relative Geschwindigkeit $c_1 = c - v$ hervor, mit welcher das Wasser die Fläche f_1 trifft und an derselben entlang fortfließt.

Die Größen der diesen Geschwindigkeiten entsprechenden lebendigen Kraft, bezogen auf eine Gewichtseinheit Wasser, können folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$A_c = \frac{c^2}{2g}, \quad A_{c_1} = \frac{c_1^{\,2}}{2g}, \quad A_v = \frac{v^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (5)$$

Die erste dieser Arbeitsleistung (A_c) stellt die Gesamtleistung des ausfließenden Strahles dar, während A_{c_1} und A_v diejenigen Leistungen darstellen, welche derselbe nach seinem Auftreffen auf f_1 noch enthält.

Soll nun die Leistung und Wirkung des Wasserstrahles auf die in Bewegung befindliche Fläche f_1 einen positiven Wert haben, so muss natürlich $v < c$ sein. Bezeichnet man nun diese Stoßleistung mit A_{st}, so ist

$$A_{st} = A_c - A_{c_1} - A_v = \frac{c^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}$$

oder

$$A_{st} = \frac{c^2}{2g} - \frac{(c-v)^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}$$

oder nach Auflösung:

$$A_{st} = \frac{2c \cdot v - 2v^2}{2g} = \frac{2v\,(c-v)}{2g} = \frac{(c-v)\cdot v}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots (6)$$

Bezogen auf eine Wassermenge Q erhält man:

$$A_{st} = \frac{(c-v)\cdot v}{g} \cdot Q \cdot \gamma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (7)$$

Hieraus folgt für den auf die Fläche f_1 ausgeübten Druck P_{st}:

$$P_{st} = \frac{(c-v)}{g} \cdot Q \cdot \gamma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (8)$$

Für die Aktionswirkung, *Bild 5, Tafel 1,* mit Bewegung in der Richtung der gedrückten Fläche f_1 wird die Leistung A_a entsprechend den Feststellungen für unbewegliche Flächen nach den obigen Gleichungen (2) und (3) ebenfalls doppelt so groß sein, als bei der Stoßwirkung, d. h. es wird sein:

$$A_a = \frac{2\,(c-v)\cdot v}{g} \cdot Q \cdot \gamma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (9)$$

$$P_a = \frac{2\,(c-v)}{g} \cdot Q \cdot \gamma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (10)$$

Erfolgen die Bewegungen der Flächen f_1 entgegengesetzt der vorstehenden Annahmen, also entgegen der Richtung c des ausfließenden Wassers, so wird natürlich sowohl die Leistung, als auch der Druck desselben entsprechend größer und zwar wird sein:

$$A_{st} = \frac{(c+v)\cdot v}{g} \cdot Q \cdot \gamma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (7\,a)$$

$$P_{st} = \frac{c+v}{g} \cdot Q \cdot \gamma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (8\,a)$$

$$A_a = \frac{2(c+v)\cdot v}{g} \cdot Q \cdot \gamma. \quad \ldots \quad (9\,a)$$

$$P_a = \frac{2(c+v)}{g} \cdot Q \cdot \gamma. \quad \ldots \quad (10\,a)$$

Bei der Reaktionswirkung verhält sich die Sache mit Bezug auf die Bewegungsrichtung v der gedrückten Flächen zur Strahlrichtung und die relative Geschwindigkeit c_1 gerade umgekehrt, wie bei der Stoß- und Aktionswirkung, d. h. es wird sich, wenn sich die gedrückte Fläche in der Richtung des Reaktionsdruckes, jedoch entgegengesetzt zur Strahlwirkung c bewegt, die Arbeitsleistung folgendermaßen gestalten:

Leistung des mit der Geschwindigkeit c ausfließenden Wassers vor der Bewegung der Wand $= \frac{c^2}{2g}$,

Geschwindigkeit des Wassers nach der Bewegung der gedrückten Wand $= c - v$, somit

Leistung des Wassers nach der Bewegung $= \frac{(c-v)^2}{2g}$, woraus

Leistung der Reaktionswirkung für die Wassermenge Q

$$A_r = \frac{c^2}{2g} - \frac{(c-v)^2}{2g} \cdot Q \cdot \gamma$$

oder (nach Auflösung):

$$A_r = \frac{2(c-v)\cdot v}{2g} \cdot Q \cdot \gamma = \frac{(c-v)\cdot v}{g} \cdot Q \cdot \gamma. \quad \ldots \quad (11)$$

$$P_r = \frac{(c-v)}{g} \cdot Q \cdot \gamma. \quad \ldots \quad (12)$$

Erfolgt die Bewegung v der gedrückten Fläche in umgekehrter Richtung, also in der Richtung des Strahles oder von c, so ist:

$$A_r = \frac{(c+v)\cdot v}{g} \cdot Q \cdot \gamma \; (= A_{st}) \quad \ldots \quad (11\,a)$$

$$P_r = \frac{(c+v)}{g} \cdot Q \cdot \gamma \; (= P_{st}). \quad \ldots \quad (12\,a)$$

Zu den Resultaten der Gleichungen 7, 8, 9, 10, 11 und 12 gelangt man auch auf dem folgenden Wege:

Aus der relativen Geschwindigkeit c_1 und der Bewegung v der Fläche f_1, *Bild 4, Tafel 1*, ergiebt sich durch Aufzeichnen des Parallelogrammes die Resultante als absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Fläche f_1 verlässt. Da c_2 verloren geht, so ergiebt sich als wirkliche Leistung der Stoßwirkung A_{st}:

$$A_{st} = \frac{c^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g}.$$

Bezeichnet man nur den $\measuredangle$, welchen c_1 mit v oder c einschließt, mit α, so ist:

$$c_2^2 = c_1^2 + v^2 + 2\,c_1\,v \cdot \cos\alpha.$$

Da nun $c_1 = c - v$, so ist

$$c_2^2 = (c-v)^2 + v^2 + 2(c-v)\,v \cdot \cos\alpha,$$

somit

$$A_{st} = \frac{c^2 - (c - v)^2 - v^2 - 2(c - v)\,v \cdot \cos a}{2\,g}$$

oder nach Auflösung:

$$A_{st} = (1 - \cos a)\,\frac{(c - v) \cdot v}{g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7\,b)$$

Ist nun $\measuredangle\, a = 90^0$, so wird $1 - \cos a = 1$, woraus $A_{st} = \frac{(c - v) \cdot v}{g}$ oder mit Bezug auf eine Wassermenge Q

$$A_{st} = \frac{(c - v) \cdot v}{g} \cdot Q \cdot \gamma \ (= \mathit{Formel\ 7}).$$

Wie für einen $\measuredangle\, a = 90^0$, so kann die Formel 7 b auch für jeden anderen Winkel, also auch für schiefen Stoß Anwendung finden, *Bild 6, Tafel 1.* Denkt man sich ferner $\measuredangle\, a$ sehr klein und nach *Bild 7, Tafel 1* einzelne je um a von einander abweichende Flächen in so großer Zahl aneinander gereiht, bis c in die entgegengesetzte Richtung abgelenkt ist, so werden die Stöße sehr klein werden resp. verschwinden, während c in seiner Größe unverändert bleiben, das Wasser nach einer Ablenkung von 180^0 in der seiner anfänglichen entgegengesetzten Richtung abfließen und die Wirkungsweise des *Bildes 6a* in diejenige des *Bildes 5,* d. h. die Stoßwirkung in eine Aktionswirkung übergehen wird.

Bringt man nun diesen Fall in Beziehung zu der Formel 7 b, so wird

$$A_{st} = A_a = (1 - - 1)\,\frac{(c - v)}{g}\,v = 2\,\frac{(c - v)}{g}\,v \ (\mathit{Formel\ 9}).$$

Da die vom Wasser gedrückten Schaufeln der Wassermotoren sich bei immer in der Richtung des Strahles bewegen, so kommen für die Berechnung der Arbeitsleistungen und Drucke dieser Wirkungsformen des Wassers in den Motoren gewöhnlich nur die Formeln 7, 8, 9, 10, 11 und 12 zur Anwendung; in einem gewissen Grade tritt jedoch hierbei die Stoßwirkung auch in der Form auf, für welche die Gleichungen 7 a und 9 a aufgestellt sind, da dieselbe eben niemals ganz vermieden werden kann.

Zieht man zunächst die Formeln 7 und 8 in Betracht, so erkennt man, dass dieselben für Leistung und Druck der Stoßwirkung die größten Werte ergeben, wenn der Ausdruck $(c - v)\,v$ ein Maximum wird, weshalb nun festgestellt werden soll, wann dieser Fall eintritt.

Ist $v = c$, so kann kein Wasserstoß stattfinden, aber auch keine Arbeit geleistet werden; ist dagegen $v = 0$, so wird der Wasserstrahl auf die Fläche f wohl einen Druck, aber keine Arbeit ausüben.

Da im ersten Fall v ein Maximum, der Druck P dagegen ein Minimum d. h. $P = 0$, im zweiten Fall aber P ein Maximum und $v = 0$, in beiden Fällen also je *1 Faktor* $= 0$ ist, so wird auch $P \cdot v$ oder $\frac{(c - v)}{g} \cdot v = 0$ sein.

Hieraus folgt, dass der Wert $P \cdot v$ dann am größten sein wird, wenn jeder der beiden Faktoren einen mittleren Wert hat, der zwischen dem Maximum und Minimum liegt, d. h. es wird sein müssen: $v_m = \frac{c + 0}{2} = \frac{c}{2}$, wonach P ebenfalls einen Mittelwert P_m erhalten wird, denn es ist dann

$$P_m \cdot v_m = A \quad \text{oder} \quad P_m = \frac{A}{v_m}.$$

Für $v = \frac{c}{2}$ wird alsdann

$$A_{st} = \frac{\left(c - \frac{c}{2}\right)\frac{c}{2}}{g} \cdot Q \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{c^2}{2g} \cdot Q \cdot \gamma \cdot = A_r \cdot \cdot \quad \ldots\ldots\ldots (13)$$

Bei der Aktionsbewegung ist

$$A_a = 2\frac{(c - v)}{g} v \cdot Q \cdot \gamma = 2\frac{\left(c - \frac{c}{2}\right)\frac{c}{2}}{g} \cdot Q \gamma = \frac{c^2}{2g} \cdot Q \cdot \gamma \quad \ldots\ldots (14)$$

Man ersieht hieraus wieder, dass die Arbeitsleistung eines mit der Geschwindigkeit c ausfließenden und durch Stoß wirkenden Wasserstrahles nur gleich der Hälfte der ledigen Kraft ist, welche ein solcher Strahl theoretisch zu verrichten vermag, während derselbe Wasserstrahl eine der ganzen theoretischen lebendigen Kraft gleiche Leistung verrichtet, wenn er dieselbe in der Form der Aktionswirkung ausübt.

4 d. Schiefer Wasserstofs gegen eine ruhende Fläche.

Es sei *ABC* in *Bild 8, Tafel 1,* ein rechteckiger Zuflußkanal, in welchem das Wasser in der Richtung und Größe der Geschwindigkeit c zufließe. In dem Punkte B treffe das Wasser die gegen c unter dem $\measuredangle\, \alpha$ geneigte Kanalebene $B - C$, so dass also der Wasserstoß auf diese Ebene in dem genannten Punkte stattfinden wird.

Zerlegt man zunächst c in die Komponenten c_x und c_y, von denen die erstere mit BC zusammenfällt, die letztere dagegen $\perp$ auf BC steht, so ist:

$$c_x = c \cdot \cos\alpha, \quad c_y = c \cdot \sin\alpha.$$

Mit der Geschwindigkeit c_x wird das Wasser weiter fliessen, die Stoßwirkung A dagegen, welche das Wasser auf die Fläche BC per Gewichtseinheit ausgeübt hat, wird sein:

$$A = \frac{c^2}{2g} - \frac{c_x^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} - \frac{(c \cdot \cos\alpha)^2}{2g} = \frac{(c \cdot \sin\alpha)^2}{2g} = \frac{c_y^2}{2g} \quad \ldots\ldots (15)$$

4 e. Schiefer Wasserstofs gegen eine bewegte Fläche.

Da von den verschiedenen auf der Beschaffenheit des Strahles und Kanales beruhenden Arten der Stoßwirkung des Wassers bei den Wassermotoren diejenige am meisten vorkommt, bei welchen der Strahl nicht frei, sondern in einem entweder ganz geschlossenen oder wenigstens von 3 Seiten begrenzten Kanal fließt, so sei auch für den vorliegenden Fall durch das *Bild 9 Tafel 1* in $\overline{A_1 - A_1}$ ein solcher Kanal zu Grunde gelegt, welcher sich mit der schwindigkeit v in horizontaler Richtung fortbewege, während durch die Linie $\overline{B - C}$ die Richtung und $\overline{A - C} = c$ die Größe der absoluten Zuflussgeschwindigkeit des in dem Punkte A die Kanalwand treffenden Wasserstrahles dargestellt sein soll.

Durch Aufzeichnen des Parallelogrammes $A\,v\,C\,D$ erhält man zunächst aus den Geschwindigkeiten c und v die Bewegungsrichtung $\overline{A - D} = c^1$

als dritte Geschwindigkeit, welche gegenüber den Bewegungen c und v die relative, gegenüber dem ruhend gedachten Kanal aber die absolute Geschwindigkeit des zufließenden Wassers bildet und wieder gelegt werden kann in die Komponenten

$$\overline{A - c'_p} = c'_p \parallel \overline{A_1 - A_2} \text{ und } \overline{A - c'_n} = c'_n \perp \overline{A_1 - A_2}.$$

Durch die erstere ist die Geschwindigkeit dargestellt, mit welcher das Wasser nach seinem Auftreffen bei A in dem Kanal weiter fließt, durch die zweite dagegen der Wasserstoß, welchen das Wasser normal auf die Kanalwand $\overline{A_1 - A_2}$ ausübt, der aber für die Bewegung des Wassers, also auch für die Arbeitsleistung desselben verloren geht, während sich aus den beiden Bewegungen c_p und v und dem Parallelogramm $A\, v\, E\, c_p$ die Geschwindigkei $\overline{A - E} = c_a$ als absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Kanal ergiebt. Die in dem in den Kanal $\overline{A_1 - A_2}$ einfließenden Wasserstrahl enthaltene Arbeitsleistung A (per Gewichtseinheit Wasser), wird ausgedrückt durch die Formel:

$$A = \frac{c^2}{2g}.$$

Von dieser Arbeit gehen verloren diejenigen der Geschwindigkeit c'_n und c_a, so dass also die effektive Arbeitsleistung A_{st} des Wasserstoßes, welche die Geschwindigkeit c nach dem Austritt des Wassers aus dem Kanal auf denselben ausgeübt hat, ausgedrückt wird durch die Gleichung:

$$A_{st} = \frac{c^2 - c'^2_n - c^2_a}{2g}.$$

Da nun auf Grund des *Bildes*

$$c^2 = v^2 + c'^2 + 2\, v\, c' \cdot \cos\gamma, \quad c'^2 = c'^2_p + c'^2_n \quad \text{und}$$
$$c^2_a = v^2 + c'^2_p - 2\, v\, c'_p \cdot \cos a,$$

so ist

$$c^2 - c'^2_n - c^2_a = v^2 + c'^2_p + c'^2_n + 2\, v\, c' \cdot \cos\gamma - c'^2_n - v^2 - c'^2_p + 2\, v\, c'_p \cdot \cos a$$

oder

$$c^2 - c'^2_n - c^2_a = 2\, v\, c' \cos\gamma + 2\, v\, c'_p \cos a = 2\, v\, (c' \cos\gamma + c'_p \cos a).$$

Da ferner für das vorliegende Bild

$$c' \cos\gamma = -\overline{A - G} \quad \text{und} \quad c'_p \cos a = \overline{A - F},$$

so ist

$$c^2 - c'^2_n - c^2_a = 2\, v\, (\overline{A - F} - \overline{A - G}) = 2\, v \cdot \overline{F - G}.$$

Da nun $\overline{F - G} = c'_n \cdot \sin a$, so ist

$$A_{st} = \frac{2\, v \cdot c'_n \cdot \sin a}{2g} = \frac{v \cdot c'_n \cdot \sin a}{g} \quad \ldots\ldots \quad (16)$$

$$P_{st} = \frac{c'_n \cdot \sin a}{g}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16\,a)$$

Die Werte der beiden Formeln 16 und 16 a werden natürlich für gegebene Werte von a und v am größten, wenn c'_n, oder da nach dem Bild

$$c'_n = c \cdot \sin(a + \beta) - v \cdot \sin a, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

wenn c seinen Maximalwert erhält, d. h. $c = 1$ oder $a + \beta = 90^0$ und die Richtung von $c \perp A_1 - A_2$ steht. *Bild 10, Tafel 1.*

Nach der Gleichung 17 wird alsdann:

$$c'_n = c - v \cdot \sin a$$

und unter Einsetzung dieses Wertes in Gleichung 14:

$$A_{st} = \frac{2\,v\,(c - v \cdot \sin a) \cdot \sin a}{2\,g} = \frac{(c - v \cdot \sin a)\,v \cdot \sin a}{g} \quad \ldots\ldots \quad (18)$$

$$P_{st} = \frac{(c - v \cdot \sin a)\sin a}{g} \quad \ldots\ldots \quad (18\text{ a})$$

Gemäß den früheren Erklärungen über den vorteilhaftesten Wert von v wird sein müssen:

$$v_m \cdot \sin a = \frac{c + o}{2} = \frac{c}{2}, \quad \text{somit} \quad v_m = \frac{c}{2\sin a}.$$

Setzt man dieses in Gleichung 18, so ist

$$A_{st} = \left(c - \frac{c \cdot \sin a}{2\sin a}\right)\frac{c \cdot \sin a}{2\sin a} = \frac{\left(c - \frac{c}{2}\right)\frac{c}{2}}{g} = \frac{1}{2}\,\frac{c^2}{2\,g} \cdot \; (19)\;(=13)$$

Da $c_n = c - v \cdot \sin a = c - \frac{c}{2} = \frac{c}{2}$, so ist

$$\frac{c'^2_n}{2\,g} = \frac{c^2}{4 \cdot 2\,g} = \frac{1}{4}\,\frac{c^2}{2\,g}.$$

Da ferner

$$\frac{c^2_a}{2\,g} = \frac{v^2 + c'^2_p - 2\,v\,c'_p \cdot \cos a}{2\,g} \quad \text{und} \quad c'_p = v \cdot \cos a \quad \text{und} \quad v = \frac{c}{2 \cdot \sin a},$$

so ist $c^2_a = \frac{c^2}{4\sin^2 a} + \frac{c^2 \cdot \cos^2 a}{4 \cdot \sin^2 a} - \frac{2\,c}{2 \cdot \sin a} \cdot \frac{c \cdot \cos a}{2 \cdot \sin a} \cdot \cos a$ oder

$$c^2_a = \frac{1}{4}\,c^2\,\frac{(1 - \cos^2 a)}{\sin^2 a} = \frac{1}{4}\,c^2,$$

somit

$$c_a = \frac{c}{2} = c_n \quad \text{oder} \quad \frac{c^2_a}{2\,g} = \frac{1}{4}\,\frac{c^2}{2\,g}.$$

Die ganze Arbeitsleistung $A_n = \frac{c^2}{2\,g}$ des zufließenden Wasserstrahles zerfällt also folgendermaßen:

$$A_n = \frac{c^2}{2\,g} = A_{st} + A\,c'_n + A\,c_a = 0{,}5\,\frac{c^2}{2\,g} + 0{,}25\,\frac{c^2}{2\,g} + 0{,}25\,\frac{c^2}{2\,g}.$$

B. Die Wasserräder im engeren Sinne.

1. Die verschiedenen Arten und die Anwendung derselben.

ie erste Anwe ndung der Wasserräder reicht bis in die Zeit vor Christi Geburt, so dass man das Alter derselben auf mehr als 2000 Jahre annehmen kann. Schon damals wurden Wasserräder mit vertikaler Bewegung und horizontaler Achse, sowie solche mit horizontaler Bewegung und vertikaler

Achse gebaut, wobei das Wasser durch eine schräge Rinne direkt den freiliegenden Schaufeln des Wasserrades zugeführt wurde, eine günstige Ausnützung des Wassers aber natürlich nicht erzielt werden konnte.

Die Einteilung der verschiedenen Arten Wasserräder mit vertikaler Bewegung und horizontaler Achse erfolgt nach der Höhenlage des Punktes oder der Stelle, an welcher das Wasser in das Rad eintritt und unterscheidet man hiernach:

1) Oberschlächtige Wasserräder, mit Wassereintritt an dem obersten Punkt des Rades,
2) Rückschlächtige Wasserräder mit Wassereintritt zwischen dem obersten und mittleren Punkte des Rades.
3) Mittelschlächtige Wasserräder mit Wassereintritt ungefähr in der Mitte des Rades.
4) Unterschlächtige Wasserräder, mit Wassereintritt unter dem Mittelpunkt des Rades.

In den *Bildern 11 bis 14, Tafel 1* und *1 bis 6, Tafel 2* sind die vier obengenannten Hauptarten von Wasserrädern dargestellt, wozu folgendes bemerkt wird:

Die *Bilder 11 u. 12, Tafel 1* stellen oberschlächtige Wasserräder dar und zwar *Bild 11* ein solches mit Spannschütze und freiem Ausflusse des Wasserstrahles resp. freiem Eintritt desselben in das Rad. Das letztere dreht sich in der Richtung des Wasserzuflusses, jedoch entgegengesetzt dem Wasserabfluss. Das in *Bild 12, Tafel 1* dargestellte Rad hat nicht freien, sondern gezwungenen, resp. durch mehrere Leitkanäle oder Coulissen geführten Strahl und Einlauf; die Drehrichtung des Rades ist dem Wasserzufluss entgegengesetzt, dem Wasserabfluss aber gleichgerichtet. Der Unterschied beider Räder besteht also einerseits in dem Bau des Einlaufes und andererseits in der Drehrichtung gegenüber dem Zu- und Abfluss des Wassers. Beide Räder sind am inneren Schaufelumfang geschlossen, d. h. mit einem Radboden versehen, um das eingetretene Wasser zurückzuhalten. Die erstere Anordnung ist die einfachere, die zweite dagegen mit Bezug auf den Wirkungsgrad insofern etwas vorteilhafter, als sie infolge der gleichen Bewegungsrichtung des Rades und Wasserabflusses einen etwas größeren Raddurchmesser gestattet, ohne dass ein schädlicher Einfluss beim Eintauchen des Rades ins Unterwasser zu befürchten stände, ein Vorteil, welcher bei *Bild 11* nicht besteht. Welche von diesen beiden Anordnungen eventuell zu wählen ist, hängt je von den vorliegenden Verhältnissen ab, die in jedem einzelnen Falle zu prüfen sind.

Bild 13 und 14, Tafel 1, stellen rückschlächtige Wasserräder dar und zwar *Bild 13* ein Rad mit Zellen, dessen Schaufeln, die geformt sind wie diejenigen der oberschlächtigen Räder, mit der Umfangsgeschwindigkeit einen kleinen Winkel und infolgedessen gewissermassen eine Kübelform bilden und ihren Wasserinhalt völlig einschliessen, so dass ein besonderer Wasserabschluss an dem äusseren Umfang des Rades nicht nötig ist.

Bild 14, Tafel 1, zeigt ein rückschlächtiges Rad mit Schaufeln, die einen wesentlich grösseren Winkel mit dem Radumfange einschliessen, als

die Zellenschaufeln, *Bild 13, Tafel 1.* Das Wasser im Schaufelraum ist also bei *Bild 14, Tafel 1,* von den Schaufeln nicht völlig eingeschlossen, weshalb hier ein Abschluss auf dem äußeren Radumfang oder ein sogenannter Kropf erforderlich ist, während dieses Rad an dem inneren Umfange offen, das Rad, *Bild 13, Tafel 1,* dagegen geschlossen ist. Bei beiden Anordnungen wird das Wasser mittelst Leitkanälen oder Coulissen, also zwangläufig in das Rad eingeleitet, um es in beliebiger Richtung einführen und die Schaufeln entsprechend formen zu können; dagegen zeigt *Bild 13, Tafel 1,* mit Bezug auf den Wasseraustritt gegenüber *Bild 14, Tafel 1,* eine Abweichung derart, dass der tiefste Radpunkt beim ersteren den Unterwasserspiegel ungefähr berührt, beim zweiten aber in den letzteren eintaucht. Das Rad nach *Bild 13* hat den Vorteil, dass ein Kropf entbehrlich ist, während das Rad nach *Bild 14* eine bessere Ausnützung des Gefälles ermöglicht.

Bild 1, Tafel 2, zeigt ein mittelschlächtiges Wasserrad für Gefälle von ca. 2½ bis ca. 3 Meter. Auch diese Räder werden am besten mit Coulisseneinlauf ausgeführt, da nur hierdurch eine sowohl für den Eintritt als auch den Austritt des Wassers zweckmäßige Schaufelform ermöglicht wird.

Unterschlächtige Wasserräder sind durch die *Bilder 2—6, Tafel 2,* dargestellt und zwar zeigen die drei ersteren je ein unterschlächtiges Wasserrad mit Überfallschütze, während die *Bilder 5 u. 6,* unterschlächtige Räder mit Spannschütze darstellen.

Von der ersteren Gruppe zeigt *Bild 2, Tafel 2,* ein gewöhnliches Überfallrad, *Bild 3, Tafel 2,* dagegen ein sogenanntes Zuppinger-Wasserrad, welches sich vom ersteren hauptsächlich durch längere, und anders geformte Schaufeln unterscheidet, die den Zweck haben, dem ins Rad eingetretenen Wasser eine möglichst ausgedehnte hin- und herschwingende Bewegung zu gestatten und dadurch einesteils die lebendige Kraft desselben, andernteils auch Hochwasserstände möglichst gut auszunutzen. Da die Schaufeln eine verhältnismäßig große Länge erhalten, so werden dieselben nicht aus Eisen, sondern leichtem aber zähem Holz hergestellt (Linden oder Pappeln).

Bei beiden Anordnungen fließt das Wasser über die Schütze hinweg, weshalb diese Räder kurzweg Überfallräder genannt werden.

Das Rad nach *Bild 4, Tafel 2* stellt das nach seinem Erfinder genannte Sagebien-Rad dar und gehört ebenfalls zu den Überfallrädern, hat aber heute nur noch geschichtliche Bedeutung, da es schon seit längerer Zeit keine Verwendung mehr findet, weil sein Konstruktionsprinzip große und schwere Dimensionen und große Anlagekosten erforderte. Aus diesem Rad ist das sogenannte Zuppinger-Rad hervorgegangen, mit dem sein Erfinder, Ing. Zuppinger, die Vorteile des Sagebien-Rades und des gewöhnlichen Überfallrades verbunden und deren Nachteile vermieden hat.

Durch die *Bilder 5 und 6, Tafel 2* sind ebenfalls unterschlächtige Wasserräder dargestellt, bei denen das Wasser durch eine Schütze gespannt unter derselben hindurch und verhältnismäßig tief unter dem Oberwasserspiegel mit ziemlich großer Geschwindigkeit in das Rad einfließt. Diese

Räder werden, wie aus *Bild 5, Tafel 2* ersichtlich, mit geraden, gebrochenen oder gekrümmten Schaufeln ausgeführt.

Bild 6, Tafel 2 stellt ein unterschlächtiges Poncelet-Rad dar, das seinen Namen nach dem Erfinder, dem französ. Ing. Poncelet trägt und ebenfalls mit Spannschütze versehen ist. Da hier der Eintritt des Wassers tief unter dem Oberwasserspiegel erfolgt, somit fast das ganze Gefälle in Geschwindigkeit umgesetzt wird und das mit großer Geschwindigkeit eingetretene Wasser sich an den gekrümmten Schaufeln entlang hin und her bewegt und seine lebendige Kraft an dieselben abgiebt, so ist dieses Rad eigentlich mehr ein Wasserrad im weiteren Sinne und zu den Turbinen zu zählen und findet übrigens schon seit längerer Zeit nur noch selten Anwendung.

Nach dem Vorstehenden wird man die Überfallräder da anwenden, wo man ein Gefälle möglichst gut ausnutzen resp. einen hohen Wirkungsgrad desselben erzielen will, während die Spannschützenräder da am Platze sind, wo man mit geringeren Kosten möglichst viel Wasser ausnutzen und eine höhere Umdrehungszahl des Wasserrades erreichen will, was aber, wie bemerkt, nur auf Kosten des Wirkungsgrades geschehen kann.

Die Wasserräder nach den *Bildern 11, 12 und 13, Tafel 1* sind Zellenräder, während die Wasserräder *Bild 14, Tafel 1* und *Bild 1 bis 6, Tafel 2* Schaufelräder darstellen.

Betreffs Anwendung der verschiedenen Arten von Wasserrädern kann man mit Bezug auf Gefälle und Wassermengen die folgenden Verhältnisse zu Grunde legen:

		Q cbm		H m
1)	Oberschl. Räder:	ca. 0,050 bis 0,800,		ca. 8,0 bis 4,0
2)	Rückschl. „ :	„ 0,100 „ 1,500,		„ 4,0 „ 3,0
3)	Mittelschl. „ :	„ 0,200 „ 2,00,		„ 3,0 „ 2,5
4)	Unterschl. „ :	„ 0,400 „ 4,00,		„ 2,4 „ 0,50.

Gemäß den vorstehenden Angaben ist bei der Anlage eines Wasserrades darauf zu achten, dass die theoretische Leistung der Wasserkraft nicht mehr als etwa 70 PS., oder die effektive Leistung des Wasserrades nicht über ca. 50 PS. betrage, da es schwer ist, für stärkere Kräfte ein Wasserrad so solid zu bauen, dass es auf eine längere Dauer gut arbeitet und legt man deshalb in solchen Fällen besser eine Turbine an.

2. Das Gefälle.

Bei genauer Überlegung wird man finden, dass das Gefälle nicht immer einen fest gegebenen Faktor bildet, sondern gewöhnlich erst bestimmt werden muss, wie aus dem Nachstehenden hervorgehen wird.

Es bedeute in *Bild 1, Tafel 3* $a - a - a$ einen Fluss, dessen Gefälle von dem Punkte a_1 bis a_4 die Höhe H betrage und durch einen Motor ausgenutzt werden soll. Zu diesem Zweck sei an dem Punkte a_1 ein Stauwehr und von a_1 bis a_4 ein Kanal angelegt, dessen Oberwasser sich von a_1 bis a_2, dessen Unterwasser dagegen von a_3 bis a_4 erstrecke, während sich zwischen a_2 und a_3 der Motor befinde.

Wollte man nun annehmen, dass dieser mit dem Gefälle H arbeite, so wäre dies aus folgenden Gründen unzutreffend.

Um das Wasser in dem Oberkanal von a_1 bis a_2 zu leiten, ist ein Gefälle h_1, zur Leitung des Unterwassers von a_3 bis a_4 ein Gefälle h_2 nötig. Das auf den Motor thatsächlich einwirkende effektive Gefälle H_n ist also:

$$H_n = H - (h_1 + h_2).$$

Ist ferner c_a die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Motor austritt, und ist derselbe so beschaffen, dass c_a zur Abführung des Unterwassers von a_3 bis a_4 benützt werden kann, so kommt dieses natürlich dem Gefälle H_n zu gute und es wird dann

$$H_n = H - (h_1 + h_2) + \frac{c_a^2}{2g}$$

oder in Fällen, wo $h_2 = \frac{c_a^2}{2g}$:

$$H_n = H - h_1.$$

Bei der Berechnung des Motors hat man also das Gefälle H_n zu Grunde zu legen, das man Nutzgefälle oder Nettogefälle nennt, während das Gefälle H Bruttogefälle genannt werden kann.

Bei Feststellung von h_1 und h_2 ist natürlich auch die Reibung des Wassers in dem Zu- und Abflusskanal zu berücksichtigen, indem man setzt:

$$h_1 = \frac{c_1^2}{2g} + \mu_1 \cdot \frac{c_1^2}{2g}, \quad = (1 + \mu_1) \frac{c_2^2}{2g}$$

oder

$$h_2 = \frac{c_2^2}{2g} + \mu_2 \cdot \frac{c_2^2}{2g}, \quad = (1 + \mu_2) \frac{c_2^1}{2g},$$

wobei c_1 und c_2 die Zu- und Abflussgeschwindigkeit des Wassers und μ_1 und μ_2 die Koefficienten bedeuten, welche dem zur Überwindung der Wasserreibung aufzuwendenden Gefälleteil entsprechen. Die Werte von c_1 und c_2, μ_1 und μ_2 sind den in der Lehre der Hydraulik hierfür angegebenen Regeln zu entnehmen.

3. Die Theorie der Wasserräder.

a) Allgemeines.

Wenn auch die Theorien der verschiedenen Arten von Wasserrädern im einzelnen von einander abweichen, so haben doch alle eine gemeinsame Grundlage, die zurückzuführen ist auf die Art und Weise der Wasserwirkung, wie sie bei diesen Motoren zum Ausdruck kommt und schon in Abschnitt 2 als Unterscheidungsmerkmal den Turbinen gegenüber angeführt worden ist: dass nämlich bei den Wasserrädern das Wasser hauptsächlich durch sein Gewicht wirkt, indem es die Gefällhöhe H, seiner Schwerkraft folgend und ruhig auf die Schaufeln drückend, langsam niedersinkt. Da bei dieser Wirkungsweise Wasserstöße und somit auch Stoßverluste nicht auftreten, so erscheint der Schluss gerechtfertigt, dass bei den Wassmotoren eigentlich nur diese Wirkungsweise des Wassers und nicht auch noch die Form der lebendigen Kraft desselben in Anwendung zu kommen hätte.

Da es jedoch nicht möglich ist, das Wasser auf seine ganze Fallhöhe nur durch sein Gewicht wirken zu lassen und für höhere Gefälle Wasser

räder überhaupt nicht mehr anzuwenden sind, so ist die obige Schlussfolgerung praktisch zwar unausführbar, theoretisch jedoch durchaus berechtigt, die oben genannte Grundlage zu bilden, auf welche sich die Theorie der Wasserräder aufzubauen hat.

Diese Grundlage kann man in dem folgenden Satze zusammenfassen: Soll ein Wasserrad einen möglichst hohen Wirkungsgrad liefern, so muss in demselben das Wasser zu einem möglichst **grofsen Teil** des Gefälles H durch seine **Schwerkraft**, zu einem möglichst **kleinen** Gefälleteil dagegen durch **lebendige Kraft** wirken.

Demgemäß hat man die Bewegung und Wirkung des Wassers in einem Wasserrade in die folgenden 3 Stadien einzuteilen:

1) Stadium des Wassereintrittes oder Wirkung durch lebendige Kraft,
2) Stadium der relativen Ruhe oder Wirkung durch Druck oder Gewicht,
3) Stadium des Wasseraustrittes oder Beendigung der Wirkung.

Teilt man nun entsprechend diesen 3 Stadien auch das Totalgefälle H in 3 Teile und bezeichnet diese mit h_e, h_d und h_a, so ist

$$H_n = h_e + h_d + h_a.$$

Da von diesen Gefälleteilen nur h_e und h_a positive Werte haben (sofern h_a verloren geht), so können nur die beiden ersten für die Leistung des Wasserrades in Betracht kommen, von denen aber wiederum nur h_d einen vollen positiven Wert hat, während h_e in einen positiven und einen negativen Teil zerfällt. Die Leistung A des Rades pro Gewichtseinheit des Wassers ist also:

$$A = h_e + h_d - h_a.$$

Um A bestimmen zu können, hat man nun diese 3 Gefälleteile einzeln festzustellen. Soll h_d möglichst groß, h_e und h_a aber möglichst klein werden, so muss der Anfangspunkt für h_d möglichst hoch und dessen Endpunkt möglichst tief liegen, und diese Bedingungen zu erfüllen, ist nun Aufgabe der nachstehenden Theorien.

b) Die Theorie der oberschlächtigen Wasserräder.
Der Eintritt des Wassers.

Soll ein Wasserrad eine mechanische Wirkung ausüben, so muss es sich bewegen, d. h. drehen. Die Größe dieser drehenden Bewegung an dem äußeren Umfange des Rades für die Zeiteinheit einer Sekunde nennt man Umfangsgeschwindigkeit. Dieselbe muss natürlich durch das zufließende Wasser bewirkt und dieses also in das Rad eingeleitet werden, indem man es entweder direkt aus der Zuflussrinne in das Rad einführt, oder aber vor demselben mittelst einer Schütze anstaut und alsdann in einem unter einer gewissen Druckhöhe frei ausfließenden Strahl dem Rade zuführt. Für die nächstfolgenden Betrachtungen soll die letztere, in *Bild 2, Tafel 3* dargestellte Wassereinführung zu Grunde gelegt, gleichzeitig aber auch das Bewegungsgesetz eines solchen Strahles festgestellt werden, den man sich in seiner Mittellinie $A - A_1 - S$ konzentriert denke und welcher in dem Scheitelpunkte A_1 des Rades in dessen Schaufelraum eintrete.

Ist nun c_h dessen horizontale Ausflussgeschwindigkeit und t die Zeit, in welcher ein bei A ausgeflossenes Wasserteilchen derselben nach dem Punkte A_2 gekommen ist, so ist der von diesem Wasserteilchen in der Zeit t zurückgelegte Weg:

$$\overline{A - A_2^1} = t \cdot c_h = t \cdot \sqrt{2 g h_{ch}} = y$$

oder

$$y^2 = t^2 \cdot 2 g h_{ch}.$$

Setzt man ferner $\overline{A - A_3} = x$, so ist

$$t^2 = \frac{2 \cdot x}{g},$$

somit

$$y^2 = \frac{2x}{g} \cdot 2 g h_{ch} = 4 h_{ch} \cdot x. \textit{ (Formel einer Parabel.)}$$

Mit Rücksicht auf den von dem Strahl beim freien Fall zu überwindenden Luftwiderstand kann man setzen:

$$y = 0{,}95 \sqrt{4 \cdot h_{ch} \cdot x}.$$

Da nun h_{ch} von c_h abhängig ist und dieses in erster Linie die Bewegung v des Rades bewirken und deshalb auch in einem gewissen Verhältnis zu v stehen muss, so sind nun zunächst die Faktoren v, c_h und das Verhältnis $\frac{c_h}{v}$ festzustellen. Nimmt man, um für die weiteren Betrachtungen eine Grundlage zu haben, für die genannten Faktoren im voraus bestimmte Werte an, so kann man die aus *Bild 2, Tafel 3* ersichtlichen Parallelogramme konstruieren, von denen das erste sich auf den Schnittpunkt A_1 des Wasserstrahles mit dem Radscheitel bezieht und die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c und die relative Geschwindigkeit w, sowie die Winkel α, α_1 und β liefert. Soll nun der Wasserstrahl dem Rade die Bewegung v erteilen, so muss $c > v$ sein und auf das Rad eine gewisse Stoßwirkung ausüben, bei welcher w, wenn auch nicht ganz, so doch in der Hauptsache als verloren angenommen werden kann. Da diese Stoßwirkung aber nicht in dem Punkte A_2, sondern erst dann eintreten wird, wenn der Strahl die vor ihm ausweichende Schaufel eingeholt hat, bezw. mit dem in dem betreffenden Schaufelraum enthaltenen Wasserkörper zusammengetroffen ist, so ist für die Berechnung des durch die Vernichtung von w entstehenden Verlustes der für den Stoßpunkt sich ergebende Wert von w einzusetzen und deshalb zuerst die Lage dieses Punktes zu bestimmen. Sowohl den Wasserkörper in dem Zellenraum zweier Schaufeln als auch den Wasserstrahl in ihren Schwerpunkten resp. Schwerlinien konzentriert gedacht, erhält man diesen Stoßpunkt in dem in *Bild 2, Tafel 3* mit S bezeichneten Schnittpunkte des Strahles mit der als Kreis angenommenen Verbindungslinie der Schwerpunkte der einzelnen Wasserkörper in den Zellenräumen und für diesen Punkt S hat man nun das zweite Geschwindigkeits-Parallelogramm zu konstruieren und hieraus die Größen und Richtungen von c_1, v_1 und w_1 zu bestimmen, welch letztere sich nun in wirbelnde Bewegung auflöst und größtenteils verloren geht, während der Gefälleteil h_a von dem Punkte S ab seine Wirkung beginnen wird. Als totales Stoßgefälle h_e beim Eintritt des Wassers ergiebt sich der senkrechte Abstand des Punktes S vom Oberwasserspiegel, d. h. es ist

$$h_e = h_{ch} + x_1 + x_2 = h_{c_1}.$$

Ferner ergiebt sich für die absolute Geschwindigkeit c_1

$$c_1 = \sqrt{2 g h_e} = \sqrt{c_h^2 + 2 g (x_1 + x_2)}.$$

Der Gefällteil h_e kann nun wieder in die folgenden Gefälleteile zergliedert werden:

1) Gefällteil zur Überwindung der Widerstände beim Eintritt des Wassers $= h_{chr}$,
2) Gefällteil, welcher der Geschwindigkeit w_1 entspricht, h_{w_1},
3) Gefällteil, welcher der Geschwindigkeit v_1 entspricht, h_{v_1},
4) Gefällteil, welcher der Stoßarbeit entspricht, h_s,

so dass also

$$h_e = h_{chr} + h_{w_1} + h_{v_1} + h_s = h_{c_1}.$$

Von diesen Gefälleteilen tragen zu der Leistung des Wasserrades nur h_s und h_v bei, während h_{w_1} und h_{chr} Verluste bilden.

Setzt man nun

$$h_s + h_v = h_{ep} \quad \text{und} \quad h_{w_1} + h_{chr} = h_{en},$$

so ist

$$h_e = h_{ep} + h_{en}.$$

Zur Bestimmung von h_s hat man die Beziehung:

$$h_s = \frac{c_1^2 - w_1^2 - v_1^2}{2 g}.$$

Da nun c_1 und v_1 aus der Zeichnung entnommen oder leicht berechnet werden können, so ist

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + v_1^2 - 2 c_1 v_1 \cos a_1}$$

oder

$$h_s = \frac{c_1^2 - (c_1^2 + v_1^2 - 2 c_1 v_1 \cos a_1) - v^2}{2 g}$$

$$h_s = \frac{2 (c_1 \cos a_1 - v_1) v_1}{2 g} = \frac{(c_1 \cos a_1 - v_1) v_1}{g}$$

$$h_{ep} = \frac{2 (\cos a_1 - v_1) v_1}{2 g} + \frac{v_1^2}{2 g}$$

$$h_{ep} = \frac{1}{2 g} \cdot [2 v_1 (c_1 \cos a_1 - v_1) + v_1^2]$$

$$h_{w_1} = \frac{c_1^2 + v_1^2 - 2 c_1 v_1 \cos a_1}{2 g}$$

$$h_{en} = \frac{c_1^2 + v_1^2 - 2 c_1 v_1 \cos a_1}{2 g} + \frac{c_{hr}^2}{2 g}$$

$$h_{en} = \frac{1}{2 g} (c_1^2 + v_1^2 - 2 c_1 v_1 \cos a_1 + c_{hr}^2.$$

Was nun das Verhältnis der Geschwindigkeiten c_h und v anbelangt, so wäre, wenn man $\frac{c_h}{v} = k$ setzt, nach der früheren Theorie über die Stoßwirkung, $k = 2$ oder $c_h = 2 v$ anzunehmen.

Da nun aber die Geschwindigkeit w nicht nur mit v, sondern auch mit $\frac{c_h}{v}$ wächst und außerdem von dem Punkt A_1 bis zu dem Punkte S zunimmt, so empfiehlt es sich, den Koeffizienten k nicht zu groß anzunehmen.

Erscheint nun nach Feststellung von h_{w_1}, der hierdurch entstehende Verlust zu groß, so kann man denselben dadurch vermindern, dass man c_h und v

evtl. auch k kleiner annimmt oder auch den Scheitel der Parabel, d. h. den Punkt A mehr zurück, für den Fall des *Bild. 2, Taf. 3* also mehr nach links legt, wodurch der Punkt S sich mehr dem Radmittel nähert, also höher zu liegen kommt, jedoch auch die erste Drehbewegung des Rades oder das sogenannte Anlassen desselben schwieriger wird, was wohl zu beachten ist. Der Einfluss von k auf w, als auch auf h_{en} ist deutlich zu erkennen, wenn man in die Formel für w anstatt c, den Wert $k \cdot v$ einsetzt, denn man erhält dann:

$$w = \sqrt{k^2 \cdot v^2 + v^2 - 2\,k\,v^2 \cdot \cos a} = \sqrt{v^2\,(k^2 + 1 - 2k \cdot \cos a)}$$
$$= v\sqrt{1 - 2\,k\cos a + k^2}.$$

Da a gewöhnlich nur 20 bis 30° beträgt, so ist dessen *cosinus* annähernd $= 1$, ebenso ist annähernd $w = c - v = k \cdot v - v = v\,(k - 1)$, woraus folgt, dass w nicht nur mit v, sondern auch mit k größer oder kleiner wird, weshalb man k höchstens $= 2$, besser aber kleiner als 2 annimmt.

Da große Werte von k günstiger für den Wasseraustritt, kleinere Werte dagegen günstiger für den Wassereintritt sind, so nimmt man gewöhnlich provisorisch einen gewissen Wert von k an und prüft alsdann, ob die daraus hervorgegangenen Verhältnisse den an das Rad mit Bezug auf Preis und Leistung gestellten Anforderungen genügen; evtl. hat man die Rechnung mit anderen Werten von k zu wiederholen. Diese Prüfung hat sich auch auf die Frage zu erstrecken, ob der erste von zwei Schaufeln gebildete Zellenraum groß genug ist, um außer den Wasserstrahl auch noch der durch den Eintritt derselben zusammengepressten atmosphärischen Luft noch soviel Raum zu gewähren, dass dieselbe ohne allzugroße Geschwindigkeit aus der Zelle entweichen kann. Zu diesem Zweck ist auch der relative Wasserstrahl, d. h. diejenige Form des Strahles aufzuzeichnen, die derselbe mit Bezug auf die Bewegung des Rades annimmt, was auf folgende Weise geschehen kann.

Nachdem man durch den Punkt A, *Bild 3, Tafel 3,* eine Horizontale gezogen, projiciert man von einem der untersten Punkte oder auch dem Schnittpunkte der absoluten Strahlkurve $\overline{A_1 - B_1}$ mit dem Radboden eine Senkrechte auf die erstere und erhält dadurch das gerade Stück $\overline{A_1 - d}$, welches nun denjenigen Teil des Weges darstellt, den ein bei A_1 in das Rad eingetretenes Wasserteilchen in horizontaler Richtung in der Zeit t_d zurückgelegt hat, in welcher es von A_1 nach d_1 gekommen ist. Demnach wird sein:

$$t_d = \frac{\overline{A_1 - d}}{c_h}$$

Da nun in dieser Zeit t_d das Rad an seinem äußeren Umfang den Weg $t_d \cdot v$, an seinem inneren Umfang aber den Weg $t_d \cdot v_d$ zurückgelegt hat, so ist der Weg, den das betreffende Wasserteilchen in der Zeit t_d relativ zur Radbewegung zurückgelegt hat,

$$= \overline{d_1 - d_3} - t_d \cdot v_d = \overline{d_1 - d_3} - \overline{d_1 - d_2} = \overline{d_2 - d_3},$$

womit der Endpunkt d_2 des relativen Wasserweges gefunden ist. Ganz ähnlich verfährt man für jeden anderen beliebigen Punkt und erhält dadurch die Punkte c_2, b_2 und a_2.

Durch Verbindung der Punkte $A_1\ a_2\ b_2\ c_2\ d_2$ erhält man alsdann die Kurve der relativen Wasserbewegung, welche der absoluten Bewegung

$A_1 - d_1$ entspricht und im Punkte A_1 an die Richtung der Geschwindigkeit w des Eintrittsparallelogrammes tangential anschließt.

Um einen Stoß des Wassers bei seinem Eintritt in das Rad zu vermeiden, müsste man nun der Schaufel die Richtung und Form der Kurven $A_1 - d_2$ geben, was aber deshalb nicht zweckmäßig ist, weil dann der Winkel δ verhältnismäßig klein, die Entleerung der Schaufel zu früh erfolgen und daraus ein zu großer Gefällverlust entstehen würde.

Man formt deshalb die Schaufel abweichend von der relativen Strahlkurve nach der punktierten Linie und nimmt den dabei durch einen Teil des Wasserstrahles hervorgerufenen Wasserstoß mit in den Kauf, weil der dadurch entstehende Verlust wesentlich kleiner ist als derjenige, welcher bei der Form nach der relativen Strahlkurve entstehen würde.

Um sich auch noch ein Urteil bezüglich des in der ersten Radzelle zum Austreten der Luft nötigen Raumes zwischen Strahl und Schaufel bilden zu können, zeichnet man nach *Bild 7, Tafel 2,* die Stärke des absoluten Strahles auf und erhält dadurch außer dem Punkte A_1 auch noch die Schnittpunkte s und s_1 des Strahles mit dem Radumfang; alsdann zeichnet man anschließend an den Punkt s die oben beschriebene Schaufelform in das Bild ein, nimmt als Schaufelteilung e ungefähr $^3/_2$ des Wertes von $\overline{s - s_1}$ und erhält so den Punkt s_2 der nächst nach vorn gelegenen Schaufel, die nun ebenfalls eingezeichnet wird und den ersten Zellenraum ergiebt. Jetzt hat man festzustellen, welche Form der Wasserstrahl mit Bezug auf diese Zelle resp. auf den Weg annimmt, den das Rad in der Zeit zurücklegt, in welcher es von s nach s_2 gelangt, d. h. um eine Schaufelteilung e vorwärts gekommen ist. Ist diese Zeit $= t_e$, so ist

$$t_e = \frac{\overline{s - s_2}}{v}.$$

Nimmt man s als Ausgangspunkt für die Bewegung des Strahles und des Rades an, so wird ein bei s eingetretenes Wasserteilchen in der Zeit t_e um eine horizontale Strecke $s - s' = t_d \cdot c_h$ fortgeschritten und in s'_1 angekommen sein, dagegen wird ein bei A_1 eingetretenes Wasserteilchen nur die Zeit

$$t_{A_1} = \frac{\overline{A_1 - s_2}}{v}$$

zu seiner Fortbewegung haben, letztere demgemäß

$$= \frac{\overline{A_1 - A_1'}}{v} = t_{A_1} \cdot c_h$$

sein und das Wasserteilchen die Lage A'_2 erlangt haben, während dem bei s_1 eingetretenen Wasserteilchen nur eine Bewegungszeit von

$$t_{s_1} = \frac{\overline{s_1 - s_2}}{v}$$

zur Verfügung steht, die dem Wasser gestattet, einen horizontalen Weg

$$- \overline{s_1 - s'_2} = t_{s_1} \cdot c_h$$

zurückzulegen. resp. von s_1 nach s'_2 zu gelangen. Hiermit hat man also für jeden der 3 Schnittpunkte s, A_1 und s_1 des Strahles mit dem Radumfang auch die entsprechenden Endpunkte s'_1 A'_2 s'_2 ihrer Bewegung relativ zur

Zellenbewegung festgestellt und erhält nun durch Verbindung dieser Punkte die Grenzlinie und die Form des Strahles, welche er relativ zu der einer Schaufelteilung entsprechenden Radbewegung annehmen wird und ein Urteil darüber gestattet, ob die gemachten Annahmen einen vorteilhaften Wassereintritt ermöglichen oder eine Änderung erfordern, die man aber zweckmäßigerweise erst evtl. dann vornimmt, wenn man sich auch bezüglich des **Wasseraustrittes** den nötigen Überblick verschafft hat.

Außer durch Spannschütze kann das Wasser auch in der etwas einfacheren Form eines sogenannten Schussgerinnes nach *Bild 8, Tafel 2,* in das Wasserrad eingeführt werden. Will man auch bei dieser Zuführungsweise einen zu großen $\measuredangle \beta$, d. h. eine für den Wasseraustritt ungünstige Schaufelstellung vermeiden, so darf das Verhältnis $\frac{c_1}{v}$ nicht zu klein werden und muss c_1 eine gewisse Größe erhalten, die sich auch nach dem für v angenommenen Wert richtet. Da dieser aber aus praktischen Gründen ebenfalls nicht zu klein werden darf, so ist einerseits hierdurch, andererseits durch den von dem Rade geforderten Wirkungsgrade für den Wert von c_1 ein gewisser Anhaltspunkt gegeben, gleichzeitig aber auch der daraus folgende Abstand von A bis A_1 d. h. die Fallhöhe hc_1 festgestellt. Da diese nicht allzugroß sein darf, so muss, wenn ein gewisser Wert von c_1 erzielt werden soll, schon die Zuflussgeschwindigkeit c im Gerinne eine entsprechende Größe haben, was aber nur unter Aufwendung eines entsprechenden Gefällteiles im Gerinne, d. h. durch Gefällverlust ermöglicht werden kann, so dass also der Vorteil, den, wie öfters angenommen wird, diese Wassereinführung infolge Verminderung des Eintrittsverlustes bieten soll, in Wirklichkeit nicht vorhanden ist. Da außerdem diese Zuführung eine Regulierung des Wasserzuflusses nicht gestattet, verschiedene Wassermengen also einen höheren oder niedrigeren Wasserspiegel, also auch eine veränderliche Fallhöhe und Eintrittsgeschwindigkeit zur Folge haben, so muss das Schussgerinne als eine unzweckmäßige Wasserzuführung bezeichnet werden.

Eine weitere Art und Weise der Einführung des Wassers ist durch *Bild 9, Tafel 2* dargestellt und besteht in der Hauptsache darin, dass man dasselbe dem Rad nicht in einem einzigen Strahl, sondern mehreren Strahlen zuführt, welche durch Leit- oder Coulissenbleche (auch Zungen genannt) eine bestimmte Richtung erhalten und nach der jeweiligen Wassermenge reguliert, entweder einzeln oder gemeinsam in der gewünschten Richtung in die Radzellen eintreten.

(Diese Anordnung hat die im Baue von Wasserrädern hervorragende Firma **M. Müller in Cannstatt** schon öfters mit Vorteil ausgeführt).

Der Vorteil dieser Wasserzuführung besteht darin, dass man die Richtung der Zungenbleche und damit auch den Zutrittswinkel α des Wassers, sowie die Schaufelform beliebig wählen, den Oberwasserspiegel und die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers bei verschiedenen Wassermengen konstant erhalten, die Drehrichtung des Rades dem Wasserzu- und Abfluss gegenüber beliebig annehmen, das Rad ohne Nachteil etwas in das Unterwasser eintauchen lassen und dessen Durchmesser etwas größer nehmen kann, wodurch

an nutzbarem Gefälle resp. Nutzleistung entsprechend gewonnen wird. Einen Nachteil dieser Anordnung bildet dagegen die Gefahr einer Verstopfung der Leitkanäle und die daraus folgende Betriebsstörung, weshalb man die Kanalweite nicht zu klein annehmen und die ganze Anordnung nur bei reinem Betriebswasser anwenden sollte.

Der Austritt des Wassers.

Zur Berechnung der Verluste durch zu frühzeitigen Austritt des Wassers hat man die Höhenlage der beiden Punkte festzustellen, an welchen das Ausgießen des Wassers beginnt und beendet ist. Zu diesem Zweck zeichnet man nach *Bild 4, Tafel 3* die für den Eintritt provisorisch angenommene Schaufelform an dem untersten Punkte a des Rades auf, zieht die Linie $\overline{a - a_1 - f_q}$, so, dass die durch a, a_1 und a_2 begrenzte Fläche gleich der Wasserfläche ist, welche der Wassermenge q eines Schaufelraumes entspricht. Errichtet man nun auf dieser Linie eine durch den Mittelpunkt C des Rades gehende Senkrechte, so erhält man den Schnittpunkt f_q. Da nun der Wasserausguss beginnen wird, wenn die Linie af_q, welche den Spiegel des einer Schaufelfüllung entsprechenden Wasserkörpers darstellt, horizontale Lage hat, so hat man vom Punkte C aus mit dem Radius $\overline{C - f_q}$ den Kreisbogen $\overline{f_q - f_1 q}$ zu schlagen und in $f_1 q$ eine horizontale Tangente an denselben nach dem Radumfange zu ziehen und erhält dann in dem Schnittpunkte a_q den Höhenpunkt für den Anfang des Wasserausgusses. Durch Ziehen der Linie $\overline{a - a_2 - f_{q/2}}$, welche durch $\overline{a - a_2}$ die Hälfte der Wasserfläche begrenzt und endlich durch Ziehen der Linie $\overline{a - f_{q_0}}$, welche in a eine Tangente an die Schaufel bildet und deren horizontale Lage somit dem Ende des Wasserausgusses entspricht, erhält man bei Wiederholung des Verfahrens die Punkte $a_{q/2}$ und a_{q_0} und in $\overline{a - f_{1q}}$, $\overline{a - f_{1q/2}}$ und $\overline{a - f_{1q_0}}$ die gesuchten Höhenabstände, für welche der Einfachheit halber die bezügl. Bezeichnungen h_q, $h_{q/2}$ und h_{q_0} eingesetzt werden sollen.

Da nun die Schaufel auf dem Wege von a_q nach $a_{q/2}$ die erste, von $a_{q/2}$ nach a_{q_0} die zweite Hälfte von q je nach und nach ausgegossen hat, so kann die Arbeitsleistung A_{va}, die dabei ausgeübt wurde, gesetzt werden:

$$A_{va} = \frac{q}{2} \frac{(h_q + h_{q/2})}{2} + \frac{q}{2} \frac{(h_{q/2} + h_{q_0})}{2}.$$

Denkt man sich nun dieselbe Arbeit nicht nach und nach, d. h. auf dem Wege von a_q naeh a_{q_0}, sondern auf einem zwischen den beiden genannten gelegenen Punkt durch ein plötzliches Ausgießen der ganzen Wassermenge q ausgeübt, so entspricht die Höhenlage dieses ideellen Punktes über dem Punkte a einem Gefällteil h_m, dessen Produkt mit q den Wert von Aa ergiebt, d. h. es ist

$$q \cdot h_m = \frac{q}{2} \frac{(h_q + h_{q/2})}{2} + \frac{q}{2} \frac{(h_{q/2} + h_{q_0})}{2}$$

oder

$$h_m = \frac{h_{q/2}}{2} + \frac{h_q + h_{q_0}}{4}. \text{*)}$$

*) Dieser Gefällverlust h_m kann durch Aufzeichnen der verschiedenen zwischen

Der Wert von h_m bildet also den Gefällverlust durch den zu frühzeitigen Austritt des Wassers und zugleich einen Teil des gesamten Austrittsverlustes h_a.

Ein weiterer Gefällverlust tritt ein, wenn das Wasserrad um einen gewissen Abstand x_a freihängt und bildet dann x_a ebenfalls einen Teil von h_a.

Da ferner das aus dem Rade austretende Wasser ungefähr noch die Bewegung des ersteren, also die Geschwindigkeit v besitzt, so kommt hierdurch noch ein Gefällverlust

$$h_v = \frac{v^2}{2g}$$

hinzu, welcher nun zusammen mit h_m und x_a den Austrittsverlust h_a darstellt, d. h.

$$h_a = h_m + x_a + \frac{v^2}{2g}.$$

Die hydraulische Leistung A_h des Wasserrades pro Gewichtseinheit Wasser (1 kg) ist somit folgende:

$$A_h = H - (h_{en} + h_a) \; klgmt.$$

Da die theoretische Leistung A_a des Wassers $= H$, so ist der hydraulische Wirkungsgrad μ_h des Wasserrades

$$\mu_h = \frac{A_h}{A_a} = \frac{H - (h_{en} + h_a)}{H}$$

c) Die Theorie der unterschlächtigen Wasserräder.

Wenn im Anschlusse an die oberschlächtigen Wasserräder nicht die unterschlächtigen Räder mit Spannschütze, sondern die Überfallräder besprochen werden, so geschieht dieses deshalb, weil bei dem heutigen Stande des Wassermotorenbaues die Wasserräder mit Spannschütze infolge ihres verhältnismäßig hohen Stoßgefälles einen geringen Nutzeffekt abgeben und deshalb heute nur noch geringe Bedeutung haben.

Aus diesem Grunde sollen hier nur diejenigen Wasserräder näher besprochen werden, deren Leistungen sich mit denen der Turbinen messen können und da diese Eigenschaft neben der oberschlächtigen ohne Frage besonders auch den unterschlächtigen Rädern mit Überfallschütze zukommt, so sollen auf Grund von *Bild 5, Tafel 3 und Bild 1, Tafel 4* diese näher besprochen werden.

Der schon früher betonte Grundsatz, dass bei den Wasserrädern h_e möglichst klein und h_d möglichst groß sein soll, gilt natürlich auch für diese Wasserräder und fordert mit Bezug auf den Wasseraustritt, dass das Rad soviel in das Unterwasser eintauche, dass der Wasserspiegel im untersten Schafelraum in gleicher Höhe mit dem äußeren Unterwasserspiegel stehe und ein Arbeitsverlust dadurch vermieden werde *(Bild 5, Tafel 3)*. Ist diese Bedingung erfüllt, so kann man, nachdem der Unter- und Oberwasserspiegel aufgezeichnet und der Raddurchmesser vorläufig angenommen ist, zunächst die Höhe des Radmittels C feststellen und den Kreis des Durch-

den Anfangs- und Endpunkt des Wasserausflusses befindlichen Schaufellagen und durch Einzeichnen der entsprechenden Wasserquerschnitte in dieselben gut auf graphischem Wege ermittelt werden, was behufs einer Controlle der Rechnung zu empfehlen ist.

messers ziehen, wodurch der Schnittpunkt B desselben mit dem Unterwasserspiegel erhalten wird, in welchem die Schaufel aus dem Wasser tritt, was am vorteilhaftesten dann geschieht, wenn das vorderste Schaufelelement im Punkte B senkrecht steht. Hierdurch ist die Richtung von w bestimmt, die nun mit der Radialen $\overline{B - C}$ den $\measuredangle\ \delta$ einschließt, den man in der Weise auf den Wassereintritt überträgt, dass man aus C mit dem **Radius** $\overline{C - D}$ den Kreisbogen $\overline{D - D_1}$ schlägt und an denselben die Tangente $\overline{D_1 - A_1}$ zieht, welche vorläufig horizontal angenommen werden kann und so die Richtung von w, sowie in A_1 zugleich den Eintrittspunkt des Wassers in das Rad ergiebt, der um die Höhe h_e unter dem Oberwasserspiegel liegt und den Ausgangspunkt für das Geschwindigkeitsparallelogramm bildet.

Für die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c des Wassers kann man setzen:

$$c = 0{,}95\ \sqrt{2g\,h_e}.$$

Zieht man nun die Radiale $\overline{A_1 - C}$ und $\perp$ auf dieselbe $\overline{A_1 - v}$, so erhält man die Richtung von v, (welche mit w den Eintrittswinkel β einschließt) und kann nun die Richtung von c folgenderweise feststellen.

Da w vernichtet wird, also verloren geht, so soll dieselbe klein und womöglich nicht größer als v sein. Nimmt man also $w = v$ an, so wird

$$\measuredangle\ a = \measuredangle\ a_1 = \measuredangle\ \frac{\beta}{2} \quad \text{oder} \quad v = \frac{c}{2 \cdot \cos a} = w.$$

womit nun c, v und w in ihren Größen und Richtungen bestimmt sind. Behufs Bestimmung des Punktes A hat man zu erwägen, dass die punktierte Kurve $\overline{A - A_1}$ den mittleren Wasserfaden des überfallenden Wasserstrahles darstellt, der, wie früher schon erwähnt, die Form einer Parabel annimmt. Die Höhe, um welche deren Scheitel A unter dem Oberwasserspiegel liegt, ergiebt sich aus der Formel:

$$Q = \mu \cdot B \cdot h_q \sqrt{2g \cdot h_q},$$

somit

$$h_q = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{\mu^2 \cdot B^2 \cdot 2g}},$$

wobei B die Breite, h_q die Dicke des Strahles und μ den Ausfluss-Koefficienten bedeutet, der für abgerundete Überfälle $= 0{,}50$ angenommen werden kann. Da man als mittleren Wasserfaden denjenigen annehmen kann, der sich in einer der halben Wassermenge entsprechenden Höhe unter dem Oberwasserspiegel befindet, so ergiebt sich dieser Abstand h_{q_2} aus der Beziehung:

$$\sqrt[3]{\frac{\left(\frac{Q}{2}\right)^2}{\mu^2 \cdot B^2 \cdot 2g}} = 0{,}63\ h_q.$$

Ferner ist:

$$y = 2x \cdot \cot g a.$$

Nimmt man $\measuredangle\ a = 30^0$ an, so ist

$$\cos a = 0{,}866$$

und somit

$$v = \frac{c}{1{,}732} = 0{,}577 \cdot c = w$$

oder

$$c = 1{,}732 \cdot v = 1{,}732 \cdot w.$$

Die Kurve der Überfallschwelle $\overline{A' - A'_1}$ wird dadurch erhalten, dass man die Strecke y in mehrere Teile teilt, durch die Teilpunkte Senkrechte zieht, auf jeden derselben den Abstand $A - A'$ abträgt und alsdann die sich ergebenden Punkte mit einander verbindet.

Aus ***Bild 5, Tafel 3,*** dessen Verhältnisse den theoretischen Bedingungen entsprechen, welche ein günstiger Eintritt und Austritt des Wassers fordert, ersieht man, dass der Mittelpunkt des Rades ziemlich hoch über dem Oberwasserspiegel liegt und solche Verhältnisse also nur bei einem Radhalbmesser zu erlangen sind, der wesentlich größer ist, als das Gefälle H. Da nun aber solch große Räder schon an und für sich teuer werden und auch noch schwere Triebwerke benötigen, die ebenfalls die Anlagekosten, und die Reibungsarbeit erhöhen, den Nutzeffekt dagegen vermindern; da ferner, wie ebenfalls aus ***Bild 5, Tafel 3*** ersichtlich, sich aus der parabolischen Form des Überfalls eine ziemlich lange Einlaufkurve ergiebt, welche natürlich auch einen entsprechenden Reibungswiderstand für das eintretende Wasser verursacht, so nimmt man meistens den Raddurchmesser nicht in der durch die Theorie geforderten Größe, sondern kleiner und zwar $R =$ ***ca.*** $1{,}5\ H$ an, wodurch natürlich andere Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse entstehen, mit denen aber doch ein günstiger Wirkungsgrad zu erzielen ist, wenn die sonstigen Verhältnisse und besonders auch die Form der Schaufel den ersteren angepasst werden. Diese Umstände, sowie das Bestreben, mit solchen Wasserrädern event. auch abnorme, z. B. bei Stauwasser eintretende Wasserstände nach Möglichkeit ausnutzen zu können, führten zu der Konstruktion des sogenannten Zuppinger-Wasserrades, dessen Anordnung und Verhältnisse durch ***Bild 1, Tafel 4*** dargestellt ist.

Aus demselben ersieht man, dass der Mittelpunkt C des Wasserrades nicht so hoch über dem Oberwasserspiegel liegt, wie in ***Bild 5, Tafel 3;*** dass ferner die Überfallkurve kürzer ist und demgemäß auch die Wasserreibung an derselben geringer sein wird, dass infolge der kürzeren Einlaufkurve der Punkt A_1 höher, also näher an den Oberwasserspiegel zu liegen kommt und die Geschwindigkeit c kleiner wird, als in ***Bild 5, Tafel 3,*** und dass sich endlich hieraus ein Geschwindigkeitsparallelogramm ergiebt, bei welchem $\measuredangle\ \beta$ und die Komponente w wesentlich größer wird und die letztere mit der Radialen einen wesentlich kleineren $\measuredangle\ \delta$ bildet, woraus eine Schaufelform $\overline{A_1 - E}$ hervorgeht, deren Anfangselement natürlich mit w zusammenfallen muss, deren Form aber von der Form des ***Bildes 1*** derart abweicht, dass diese für den Austritt, jene dagegen für den Eintritt des Wassers günstiger ist, was aus den beiden Bildern, wenigstens mit Bezug auf den Austritt des Wassers deutlich zu ersehen ist.

Man erkennt ferner, dass zwar die theoretischen Bedingungen eines guten Wirkungsgrades bei einem größeren Raddurchmesser leichter zu erfüllen sind, als bei einem kleineren, dass man aber mit dem Durchmesser allein noch keinen hohen Wirkungsgrad hervorbringen kann, sondern zu diesem Zwecke auch noch die beim Ein- und Austritt des Wassers in Frage kommende Form der Schaufel entsprechend wählen muss, in welch letzterem Falle

man aber einen guten Effekt auch bei einem kleineren Durchmesser erzielen kann, wenn derselbe resp. das Verhältnis $\frac{D}{H}$ nicht allzu klein angenommen wird.

d) Die rückschlächtigen Wasserräder mit Coulissen-Einlauf.

Bild 2, Tafel 4 zeigt ein rückschlächtiges Zellenrad ohne Kropf, während *Bild 1, Tafel 5* ein rückschlächtiges Schaufelrad mit Kropf darstellt, dessen Material Holz, Stein oder Beton sein kann.

Die Anzahl der das Wasser in einer gewissen Richtung in ein solches Rad einführenden Coulissen richtet sich nach der größten und kleinsten vorkommenden Wassermenge; da jedoch bei einer großen Coulissenzahl die Eintrittspunkte a_1 des Wassers bei den unteren Coulissen sehr tief zu liegen kommen und die Verluste dementsprechend groß werden, so erscheint es zweckmäßig, nicht mehr als 3 Coulissen anzulegen, oder erst zu erwägen, ob nicht anstatt eines Wasserrades zwei schmälere Wasserräder anzulegen seien, was die Anlagekosten allerdings erhöht, den Betrieb aber vorteilhafter gestaltet.

Die Coulissen selbst sind so anzuordnen, dass die oberste die kleinste vorkommende Wassermenge aufnehmen kann, deren normale Weite jedoch nicht unter *50 mm,* besser aber größer angenommen wird, während die folgenden Coulissen dem Wechsel der Wassermenge entsprechend zu bemessen sind.

Um eine Kontraktion des Wassers zu vermeiden, sind die Kanäle nach *Bild 2, Tafel 5* anzulegen, d. h. so zu formen, dass die Wasserstrahlen an den Stellen ihres Austrittes aus den Kanälen noch eine bestimmte Führung haben und die einzelnen Wasserfäden in paralleler Richtung in das Rad eintreten, was der Fall ist, wenn die Schnittpunkte e und e_1 der durch d und $d_1 \perp c$ und c_1 gezogene Normalen $\overline{d - e}$ und $\overline{d_1 - e_1}$ zugleich die Endpunkte der unteren Begrenzungskurven der Kanäle bilden und deren Fortsetzungen $\parallel$ mit den Richtungen von c resp. c_1 laufen. Diese letzteren bilden mit der Richtung von v einen $\measuredangle\, a$ und gehen von den Punkten a_1 und a'_1 aus. Um diese zu erhalten, verlängert man $\overline{d - e}$ und zieht $\perp$ zu denselben durch C die Linie $\overline{C - B}$, setzt in dem Schnittpunkte B ein und schlägt mit dem Radius $\overline{B - s}$ den Kreisbogen $\frown{s - a_1}$ und erhält nun in a_1 den Ausgangspunkt von c. Hierauf zieht man durch a_1 die Radiale $\overline{a_1 - C}$ und $\perp$ hierzu $\overline{a_1 - v}$, trägt an diese in a_1 den $\measuredangle\, a$ auf und erhält so die Richtung von c. Zieht man nun von B aus noch einen Kreisbogen durch e und konzentrisch mit diesem mit dem Radius $(\overline{B - e} + \delta)$ einen dritten Kreisbogen, so erhält man den unteren Begrenzungsbogen der oberen oder den oberen Begrenzungsbogen der unteren Coulisse und zugleich den Schnittpunkt d_1, durch den man alsdann an den mit dem Radius $\overline{C - B}$ geschlagenen Kreis eine Tangente zieht, sodann s_1 aufträgt und durch Wiederholung dieses Verfahrens die zweite Coulisse erhält.

Den Abstand b des obersten Punktes der ersten Coulisse vom Oberwasserspiegel kann man zu *50* bis *60 mm* annehmen.

Bezeichnet man die durch die einzelnen Coulissen fließende Wassermengen mit $q, q_1 \ldots. q_x$ und mit B_s die Breite einer Coulisse, so ist

$$q + q_1 \ldots + q_x = Q.$$

Mit Bezug auf *Bild 2, Tafel 5* wird ferner sein:

$$q = \mu \cdot s \cdot B_s \sqrt{2 g h_s} \quad \text{oder} \quad s = \frac{q}{\mu \cdot B_s \sqrt{2 g h_s}}$$

$$q_1 = \mu_1 \cdot s_1 \cdot B_s \sqrt{2 g h_{s1}} \quad \text{oder} \quad s_1 = \frac{q_1}{\mu \cdot B_s \sqrt{2 g h_{s1}}}.$$

Und ferner $q', q'_1 \ldots.$ die durch die Einläufe $s', s'_1 \ldots.$ fließenden Wassermengen, so muss sein:

$$q' = \frac{2}{3} \mu' \cdot B_s \cdot \sqrt{2 g} \cdot (\sqrt{h''^3_{s'}} - \sqrt{h'^3_{s'}}) \gtreqless q,$$

$$q'_1 = \frac{2}{3} \mu' \cdot B_s \cdot \sqrt{2 g} \cdot (\sqrt{h''^3_{s'_1}} - \sqrt{h'^3_{s'_1}}) \gtreqless q_1.$$

Die Werte der Koeffizienten μ und μ' können zu *ca. 0,90* angenommen werden. Die Größen der Geschwindigkeiten c, c_1 etc. bestimmen sich nach den Formeln $c = \varphi \sqrt{2 g h_c}$, $c_1 = \varphi \sqrt{2 g h_{c_1}}$ etc., wobei $\varphi = 0{,}93$ gesetzt werden kann. Nimmt man das Verhältnis

$$\frac{c}{v} = 1{,}33 \text{ bis } 1{,}50 \quad \text{und demnach} \quad v = 0{,}75\,c \text{ bis } 0{,}66\,c$$

an, so kann man durch Auftragen dieser Werte die Eintrittsparallelogramme konstruieren und erhält dadurch die relative Geschwindigkeit w, die sich alsdann berechnet nach der Formel

$$w = \sqrt{c^2 + v^2 - 2 c v \cdot \cos a}.$$

Die Schaufelrichtung bestimmt man gewöhnlich nach der aus dem obersten Parallelogramm sich ergebenden Richtung von w, weil dann die bei den anderen Coulissen auftretenden Wasserstöße weniger schädlich sind, als im umgekehrten Falle.

Damit die beim Eintreten des Wassers gepresste atmosphärische Luft entweichen kann, macht man das Wasserrad etwas breiter als den Einlauf und lässt zu diesem Zweck auch das Rad nach der inneren Seite zu offen, so dass ein Radboden also in Wegfall kommt. Den Durchmesser dieser Räder kann man bestimmen nach der Formel:

$$D = ca.\ 1{,}40\ H \text{ bis } 1{,}60\ H.$$

4. Die Berechnung der Wasserräder.

Für die folgende Berechnungen bedeute:

Q die per Sekunde zufließende Wassermenge.
H das effektive oder das Netto-Gefälle.
D den Schaufeldurchmesser eines Wasserrades.
a die radiale Tiefe der Schaufeln.
B die achsiale Breite der Schaufeln.
B_s die achsiale Breite des Wasserstrahles.

δ_s die normale Dicke des Wasserstrahles in der Austrittsöffnung.
c die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers am Radumfange.
c_h die horizontale Komponente derselben.
c_v die vertikale Komponente derselben.
v die Umfangsgeschwindigkeit des Wasserrades für den Durchm. D.
w die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers mit Bezug auf c.
h_{ch} die Geschwindigkeitshöhe für c_h.
h_c die Geschwindigkeitshöhe für c.
α den Zutrittswinkel des Wassers (zwischen c und v).
β den Eintrittswinkel des Wassers (zwischen w und v).
a_1 die Tauchung des Rades.
i die Schaufelzahl des Rades.
e die Teilung der Schaufeln für den Durchmesser D.
V den Inhalt eines Schaufelraumes pro 1 Sekunde.
ε den Füllungsgrad eines Schaufelraumes d. i. das Verhältnis $\frac{Q}{V}$.
q die Wassermenge in einem Schaufelraum.
f die Querschnittsfläche derselben.
x_e den senkrechten Abstand der Ausflussmitte des Wassers vom Radscheitel (bei oberschl. Rädern).
x_a den senkrechten Abstand des untersten Radpunktes vom Unterwasserspiegel (bei oberschl. Rädern).
R_s den Halbmesser des Schwerpunktkreises von f_1.
v_s die diesbezügliche Umfangsgeschwindigkeit.
R_w den Halbmesser des Kreises, welcher den Wasserspiegel der Schaufelfüllung berührt.
A die Anzahl der Radarme.
n die Anzahl Umdrehungen pro Minute.

a) Oberschlächtige Wasserräder.

Während man bei den unter- und rückschlächtigen Wasserrädern für die Bestimmung des Durchmessers einen ziemlich weiten Spielraum hat, ist dieser bei den oberschlächtigen Rädern nur ein geringer, sofern sich deren Durchmesser direkt nach dem nutzbaren Gefälle bestimmt.

Der Wert von ε richtet sich nach dem geforderten oder gewünschten Wirkungsgrad, nach den in Aussicht genommenen Anlagekosten und nach den Verhältnissen der Wassermengen resp. dem Wechsel derselben, weshalb ε keinen konstanten, sondern veränderlichen, von 0,25 bis 0,40 schwankenden Wert hat, der im Durchschnitt zu 0,30 bis 0,33 angenommen werden kann. Für die Geschwindigkeiten v und c_h kann man annehmen:

1) $v =$ ca. *1,20 bis 1,40,* für $H =$ ca. *3,50 bis* ca. *4,50,*
1a) $v =$ ca. *1,40 bis 1,60,* „ $H =$ ca. *4,40 bis* ca. *6,00,*
1b) $v =$ ca. *1,60 bis 1,60,* „ $H =$ ca. *6,00 bis* ca. *8,00,*
2) $c_h =$ ca. *1,40 v bis 1,80 v,* „ $H =$ ca. *3,50 bis* ca. *4,50,*
2a) $c_h =$ ca. *1,60 v bis 1,80 v,* „ $H =$ ca. *4,50 bis* ca. *6,00,*
2b) $c_h =$ ca. *1,80 v bis 2,00 v,* „ $H =$ ca. *6,00 bis* ca. *8,00.*



3) $h_{ch} = {}^{ca}\ 1{,}10\ \frac{c_h^2}{2g}$ bis $1{,}15\ \frac{c_h^2}{2g}$.

3a) $c_h = 0{,}95\sqrt{2g\,h_{ch}} = 0{,}93\sqrt{2g\,h_{ch}}$.

4) $c_v = \sqrt{2g\,x_e}$.

5) $c = \sqrt{c_h^2 + c_v^2}$.

6) $tg\alpha = \frac{c_v}{c_h}$.

7) $w = \sqrt{c^2 + v^2 - 2c \cdot v \cdot cos\alpha}$.

8) $cos\beta = \frac{c^2 - v^2 - w^2}{2 \cdot v \cdot w}$.

Ist die Richtung des Wasserabflusses der Drehrichtung des Rades entgegengesetzt, also ein Freihängen desselben erforderlich und erfolgt die Einführung des Wassers mittels Spannschütze, so ist

9) $D = H - (h_{ch} + x_e + x_a)$.

Der Wert von x_e richtet sich nach den gegebenen oder gewünschten Konstruktionsverhältnissen des Einlaufes und sollte natürlich möglichst klein sein. Der Wert von x_a kann je nach der Gefällhöhe *20* bis *100 mm* betragen.

10) Bei anderer Drehrichtung des Rades kann dessen Durchmesser je nach den Schwankungen des Unterwasserspiegels etwas größer genommen werden, als nach Formel 9.

Für die Schaufeltiefe a kann man nehmen:

11) $a = 0{,}130 - 0{,}150\sqrt{H}$.

12) $B = \frac{Q}{a \cdot v_s \cdot \varepsilon}$.

Mit Rücksicht auf die Verengung des Schaufelraumes durch die Schaufeln und deren Befestigungsteile und unter der zulässigen Annahme von $v_s = {}^{ca.}\ 0{,}90\ v$ kann man setzen:

12a) $B = {}^{ca.}\ 1{,}05\ \frac{Q}{a \cdot \varepsilon \cdot 0{,}90\ v}$ (für eiserne Schaufeln).

12b) $B = {}^{ca.}\ 1{,}15\ \frac{Q}{a \cdot \varepsilon \cdot 0{,}90\ v}$ (für hölzerne Schaufeln).

13) $R_s = \sqrt{\frac{60 \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot B} + (R - a)^2}$.

14) $R_w = \sqrt{\frac{60 \cdot Q}{\pi \cdot n \cdot B} + (R - a)^2}$.

15) $v_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_s \cdot u}{60}$.

16) $B_s = 0{,}90 \cdot B$.

17) $\delta_s = \frac{Q}{B_s \cdot C_h}$ (wenn eine Kontraktion nicht vorhanden, andernfalls entsprechend mehr).

$e = {}^{ca.}\ 1{,}50\ \frac{\delta_s}{sin\alpha}$.

$i = \frac{D \cdot \pi}{e}$.

Da der Wert i ein Vielfaches von der Armzahl A sein soll, so liefern die obigen Formeln für e und i nur vorläufige Werte, die event. entsprechend zu ändern sind.

Bezeichnet man das Vielfache von A mit x, so ist

$$i = A \cdot x.$$

18) $e = \frac{D \cdot \pi}{A \cdot x}$.

19) $A = {}^{ca.} D^{m} + 2$.

Für die sogenannte, durch *Bild 6, Tafel 3* angedeutete Überdeckung u der Schaufeln ist zu nehmen:

20) $u = {}^{ca.}\ 0{,}20 \text{ bis } 0{,}25\ e$.

21) $q = \frac{60 \cdot Q}{n \cdot i}$.

22) $f = \frac{q}{B}$.

b) Unterschlächtige Wasserräder mit Überfall-Einlauf.

Bei diesen Rädern bestimmt sich der Durchmesser nicht direkt aus dem Gefälle H, vielmehr steht derselbe zu dem letzteren in einem gewissen Verhältnis, das ungefähr folgendermaßen angenommen werden kann.

1 a) $D = {}^{ca.}\ 4{,}00\ m \text{ bis } 5{,}00\ m$, für $H = 0{,}50\ m \text{ bis } 1{,}00\ m$.

1 b) $D = {}^{ca.}\ 4{,}50\ H \text{ bis } 3{,}50\ H$, für $H = {}^{ca.}\ 1{,}10\ m \text{ bis } 1{,}50\ m$.

1 c) $D = {}^{ca.}\ 3{,}40\ H \text{ bis } 3{,}00\ H$, für $H = 1{,}60\ m \text{ bis } 2{,}40\ m$.

Für Wasserkräfte mit länger andauernden Stauwasserständen sind diese Verhältnisse etwas zu ändern.

2) Die radiale Schaufeltiefe a hängt ab von der Radkonstruktion im allgemeinen und wird zweckmäßig in ein gewisses Verhältnis zu den Durchmessern gesetzt, und zwar kann man annehmen:

2 a) $a = 0{,}10 \text{ bis } 0{,}130\ D$ für kleinere Wassermengen und eiserne Schaufeln.

2 b) $a = 0{,}15 \text{ bis } 0{,}25\ D$ für größere Wassermengen und hölzerne Schaufeln (Zuppinger-Rad).

3) Die Umfangsgeschwindigkeit v kann man annehmen:

3 a) $v = 1{,}10\ m \text{ bis } 1{,}20\ m$, für H *bis zu* $1{,}00\ m$.

3 b) $v = 1{,}20\ m \text{ bis } 1{,}30\ m$, für $H = 1{,}10 \text{ bis } 1{,}50\ m$.

3 c) $v = 1{,}30\ m \text{ bis } 1{,}50\ m$, für $H = 1{,}60 \text{ bis } 2{,}40\ m$.

4) $n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}$.

5) $B = \frac{Q}{a \cdot v_s \cdot \varepsilon}$.

5 a) $B = {}^{ca.}\ 1{,}05 \frac{Q}{a \cdot v_s \cdot \varepsilon}$ für eiserne Schaufeln.

5 b) $B = {}^{ca.}\ 1{,}15 \frac{Q}{a \cdot v_s \cdot \varepsilon}$ für hölzerne Schaufeln.

6) $R_s = \sqrt{R^2 - \frac{60 \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot B}}$.

7) $R_w = \sqrt{R^2 - \frac{60 \cdot Q}{\pi \cdot n \cdot B}}.$

8) $a_1 = R - R_w.$

9) $v_s = \frac{2\, R_s \pi \cdot n}{60}.$

Der Wert von ε schwankt zwischen *0,40* und *0,60* und kann man als Mittelwert nehmen:

$\varepsilon = {}^{ca.}\ 0{,}45$ *bis* $0{,}50.$

Ist h_q die Dicke des überfallenden Wasserstrahles, so ist

10) $h_q = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{\mu^2 \cdot B^2 \cdot 2g}} = \delta_s.$

Ist ferner $h_{q/2}$ die Strahldicke für $\frac{Q}{2}$, so ist

10a) $h_q = 0{,}63\ h_q.$

Für die Schaufelteilung e kann man annehmen:

11) $e = {}^{ca.}\ 1{,}2\ h_q.$

Da die Schaufelzahl $i = \frac{D \cdot \pi}{e} = A \cdot x$, so ist

12) $e = \frac{D \cdot \pi}{A \cdot x} = \frac{D \cdot \pi}{i}.$

13) $A = D^m + 2.$

14) $q = \frac{60 \cdot Q}{n \cdot i}.$

15) $f = \frac{q}{B}.$

5. Der Wirkungsgrad.

Infolge der Verluste durch Reibung, Wasserstöße und Wasserverluste, die bei keinem Wasserradmotor zu vermeiden sind, wird natürlich die Arbeitsleistung, welche derselbe an die nächsten Triebwerke abgeben kann, kleiner sein, als diejenige, welche er von dem Wasser erhält. Bezeichnet man die letztere mit N_a, die erstere mit N_e, so wird $N_e < N_a$ und $\frac{N_e}{N_a} < 1 = \mu$ und der Wert von μ, d. h. der Wirkungsgrad eines Wasserrades durch besondere Rechnung festzustellen sein, indem man die Verluste bei dem Eintritt und Austritt des Wassers, sowie die zwischen diesen Wirkungsstadien vorkommenden Verluste einzeln berechnet.

Bei den rückschlächtigen und oberschlächtigen Wasserrädern werden die letztgenannten Verluste klein resp. gleich Null, die beiden erstgenannten dagegen verhältnismäßig groß ausfallen, während bei den anderen Wasserrädern, besonders aber bei den Wasserrädern mit freiem Überfall die Ein- und Austrittsverluste geringer ausfallen, als bei jenen Rädern, jedoch noch weitere Verluste während der Druckwirkung hinzutreten.

Wie die Verluste festgestellt werden, wurde für die oberschlächtigen Räder schon in dem darauf bezügl. Abschnitt gezeigt, so dass im Nachstehenden nur noch die Verluste eines Kropfrades mit Überfallschütze, *Bild 3, Tafel 4,* näher anzugeben sind.

1) Erster Verlust h_{cr}, d. i. das Gefälle, welches zur Überwindung der Reibungswiderstände des eintretenden Wassers aufzuwenden ist und etwa 10 bis 15 % von der Geschwindigkeitshöhe c beträgt, d. h.:

1) $h c_r = 0{,}10 \frac{c^2}{2g}$ bis $0{,}115 \frac{c^2}{2g}$.

2) Zweiter Verlust h_w, d. i. die Gefällhöhe, welche der als verloren anzunehmenden, relativen Geschwindigkeit w des Wassers entspricht, d. h.:

2) $h_w = \frac{w_1^2}{2g}$.

3) Dritter Verlust h_{dv}, d. i. der Gefälleteil, welcher dem Arbeitsverlust entspricht, der entsteht durch Ausfluss des Wassers zwischen den Schaufeln und dem Kropf, sowie den Schaufeln und den Seitenwänden während der Druckwirkung des Wassers.

Behufs Berechnung dieser Verluste seien vorher folgende Bezeichnungen festgestellt. Es sei demgemäß:

s der Spielraum zwischen Schaufel und Kropf,

σ der Spielraum zwischen Schaufel und Seitenwände,

h_1, h_2, h_3 etc. die vertikalen Abstände der Wasserspiegel zweier benachbarter Schaufelräume,

x_{1s}, x_{2s}, x_{3s} etc. die Druckhöhe für die Verluste durch s,

b_1, b_2, b_3 etc., sowie b'_1, b'_2, b'_3 etc. die von dem Wasserspiegel begrenzten Bogenlinien der Schaufeln,

$x_{1\sigma}$, $x_{2\sigma}$, $x_{3\sigma}$ etc. die Druckhöhen für die Wasserverluste durch σ,

l die Länge des Kropfes für das Druckgefälle h_d,

t die Anzahl Sekunden, welche eine Schaufel zum Durchlaufen von l nötig hat,

q_s die auf dem Wege l durch s abfließende Wassermenge,

q_σ die auf dem Wege l durch σ abfließende Wassermenge,

μ_s und μ_σ die Ausflusskoefficienten durch s und σ,

q'_s die pro Sekunde durch s abfließende Wassermenge,

q'_σ die pro Sekunde durch σ abfließende Wassermenge, so ist:

$$q_s = \mu_s \cdot s \cdot B \left[\sqrt{2g} \left(\sqrt{x_{1s}} + \sqrt{x_{2s}} \ldots . - \sqrt{x_{3s}}\right)\right]$$

Da ferner $t = \frac{l}{v}$ und $l = t \cdot v$, so ist

$$q'_s = \frac{q_s}{t} = \frac{q_s \cdot v}{l},$$

$$q_\sigma = 2 \cdot \mu_\sigma \cdot [2g \, (b'_1 \cdot \sqrt{x_{1\sigma}} + b_1 \cdot \sqrt{h_1} \ldots + b'_2 \sqrt{x_{2\sigma}} + b_2 \sqrt{h_2} \ldots)]$$

$$q'_\sigma = \frac{q_\sigma \cdot v}{l}.$$

Bezeichnet man die ganze pro Sekunde durch s und σ ausgeflossene Wassermenge mit q_v, so ist

$$q_v = q'_s + q'_\sigma,$$

somit dritter Verlust

3) $h_{dv} = \frac{q_v \cdot h_d}{Q H}$, wobei h_d das Druckgefälle bedeutet.

Bei unterschlächtigen oder rückschlächtigen Wasserrädern mit geschlossenen Stirnseiten (Seitenwänden) ist der Wasserverlust entsprechend durch Aufrundung von h_{dv} zu berücksichtigen, wenn man denselben nicht durch Rechnung genau feststellen will.

4) Vierter Verlust h_{va}, d. i. der Gefälleteil, welcher der Geschwindigkeit v entspricht, mit welcher das aus dem Wasserrad tretende Wasser in den Unterkanal abfließt, d. h.

4) $h_{va} = \frac{v^2}{2g}$.

Die durch Reibung des Wassers am Kropf und den Luftwiderstand hervorgerufenen Verluste können dadurch entsprechend berücksichtigt werden dass man die Summe der vorstehenden Verluste um etwa 2 % erhöht.

Bezogen auf die Gewichtseinheit Wasser (1 kg) ist also der gesamte Gefälleverlust h_{vs} oder Arbeitsverlust A_{vs} eines unterschlächtigen Überfallrades

$$A_{vs} = h_{vs} = h_{vr} + h_{w_1} + h_{dv} + h_{va}.$$

Die hydraulische Arbeitsleistung des Wasserrades oder das demselben entsprechende effektive Gefälle H_h ist also:

$$A_h = H_h = H - (h_{vr} + h_{w_1} + h_{dv} + h_{va}),$$

$$\mu_h = \frac{H_h}{H} = \frac{H - (h_{vr} + h_{w_1} + h_{dv} + h_{va})}{H}.$$

Die Leistung, welche von der Wasserradwelle auf die nächste Transmission übertragen wird, d. h. der Effekt N_e ist natürlich noch um den durch die Lager- oder Zapfenreibung hervorgerufenen Arbeitsverlust A_{vr} geringer als A_h und zwar ist

$$A_{vr} = G \cdot v_z \cdot f;$$

wobei G die Belastung der Lagerzapfen, v_z deren Umfangsgeschwindigkeit und f den Reibungskoefficient bedeutet. Will man diesen Verlust ebenfalls in einen entsprechenden Gefälleverlust h_{vr} verwandeln, so ist

5) $h_{vr} = \frac{G \cdot v_z \cdot f}{Q \cdot 1000}$.

C. Die einzelnen Teile der Wasserräder.

Infolge der großen Entwicklung der Eisenindustrie werden die Wasserräder nur noch sehr selten ausschließlich aus Holz hergestellt; öfters gebaut werden Wasserräder unter Verwendung von Holz für Arme und Kränze, während Schaufeln und Welle aus Eisen hergestellt werden, dagegen werden hölzerne Wellen nur noch dann angewendet, wenn ein Wasserrad unabhängig von einer vielleicht weit entfernt gelegenen mechanischen Werkstätte oder Fabrik, möglichst schnell und billig hergestellt werden soll.

Von den hölzernen ist man zunächst zu gusseisernen Wellen übergegangen; da dieselben jedoch sehr schwer wurden und auch zu wenig

Widerstandsfähigkeit besaßen, verwendete man später schmiedeeiserne Wellen, die man in Form von Röhren herstellte. Aber auch diese wurden aus verschiedenen Gründen durch massive schmiedeeiserne oder stählerne Wellen ersetzt, die jetzt fast bei allen Wasserrädern zur Anwendung kommen und sich ihrer größeren Widerstandsfähigkeit und einfachen Herstellung wegen gut bewähren. Die Stärke der Welle ist abhängig von der Art ihrer Beanspruchung und diese folgt wieder aus der Art und Weise, wie die Arbeit des Wasserrades weiter übertragen wird. Bei der Anordnung nach *Bild 3, Tafel 5* wird dieses durch einen an der Seitenwand des Wasserrades befestigten Zahnkranz bewirkt, wobei die Welle nicht auf Drehung, sondern auf Biegung beansprucht ist, welche durch das Gewicht des Rades, den Zahndruck u. s. w. veranlasst wird und den Wellendurchmesser bestimmt. Bei der Anordnung nach *Bild 1, Tafel 6* verursacht das auf der Welle sitzende Stirnrad für das Wellstück $\overline{a_1 - P}$ ein der ganzen Kraft N entsprechendes Drehmoment. Da dieses Stück auch noch mit der Kraft P_1 und dem Hebelarm $\overline{P_1 - a_1}$ auf Biegung beansprucht ist, so ist also die Wellstärke für den Punkt a_1 zu berechnen.

Der Lagerdruck P_1 wird davon abhängen, ob die Lage und Drehrichtung der Vorgelegewelle nach *Bild 2, Tafel 6* oder *Bild 3, Tafel 6* anzunehmen ist; im ersteren Fall wird der Lagerdruck um das Gewicht des Stirnrades und des Zahndruckes P_z größer sein, als im zweiten Fall, der auch mit Bezug auf ruhigen Gang den Vorzug verdient, während mit Bezug auf die Anordnung des Stirnrades resp. auf die Art und Weise der Kraftübertragung *Bild 1, Tafel 6* vorzuziehen ist.

Für die Berechnung der Lagerzapfen der Wasserradwellen aus Stahl oder Schmiedeeisen kann man einen Druck von ca. 20 kg per qcm zu Grunde legen und ein Verhältnis von $\frac{l}{d} = 1{,}25 - 1{,}50$ annehmen, wonach man Zapfen erhält, die auch den Beanspruchungen auf Biegung genügen.

Mit dem Ausdruck Rosetten bezeichnet man diejenigen Teile der Wasserräder, welche in der Form von Naben auf die Welle aufgekeilt werden, um die Radarme aufzunehmen und diese mit der Welle zu verbinden, zu welchem Zwecke an diese Naben in der Anzahl der Radarme kastenartige Verlängerungen angegossen werden, welche die Form eines Sternes oder einer Rosette bilden und deshalb auch so genannt werden.

Für den Durchmesser d_r derselben kann man annehmen:

$$d_r = 0{,}20 \cdot D.$$

Die einzelnen Rosettenarme werden in der aus *Bild 7 u. 8, Tafel 3* ersichtlichen Weise unter sich verbunden. Da die Umfangskraft des Wasserrades von den Armen durch Vermittlung der Rosetten auf die Welle übertragen wird, außerdem auch nicht zu vermeidende achsiale Schwankungen des Schaufelkranzes sich durch die Arme den Rosetten mitteilen, so sind diese letzteren stark beansprucht, deshalb kräftig und zweckmäßig zu konstruieren, und besonders auch gut mit der Welle zu verbinden. Da dieses um so besser geschehen kann, je stärker die Welle ist, so ist Sparsamkeit gerade in dieser Hinsicht besonders übel angebracht.

Die Verbindung der Arme mit den Rosetten erfordert ebenfalls auf-

merksame und solide Ausführung und wird bewirkt durch Nieten oder Schrauben, welch letztere aber bei Verwendung von eisernen Armen sehr genau in die Schraubenlöcher eingepasst und deshalb mittels gedrehter Bolzen befestigt werden müssen, damit jegliche Bewegung derselben ausgeschlossen ist. Je nach der Breite resp. Höhe der Arme wendet man eine oder zwei Reihen Schrauben oder Nieten an, wobei eiserne Radarme genau in die Rosettenarme einzupassen sind und das Verschrauben derselben unter Anwendung von schmiedeeisernen oder gusseisernen Beilagen zu geschehen hat. Bei Verwendung von hölzernen Armen versieht man die Rosettenarme mit einem aus ***Bild 8, Tafel 3*** ersichtlichen Quersteg *s*.

Die Arme dienen zur Verbindung des Schaufelraumes mit der Welle, haben also den Umfangsdruck des Wasserrades auf diese zu übertragen und sind demgemäß zunächst auf Biegung beansprucht. Eine weitere Beanspruchung derselben erfolgt noch dadurch, dass sie das Gewicht der Schaufeln und Radkränze nebst allen Befestigungsteilen, also das ganze Radgerippe zu tragen haben und demnach einerseits auf Druck- resp. Knickfestigkeit, andererseits aber auch auf Zug beansprucht sind. Da infolge der Drehung des Wasserrades diese verschiedenen Beanspruchungen wechselweise auf die Arme einwirken und die Gesamtbeanspruchung also eine ziemlich bedeutende und mehrseitige ist, so empfiehlt es sich, den Belastungskoefficienten bei der Berechnung der Arme nicht zu hoch zu nehmen. Damit sich die Inanspruchnahme möglichst gleichmäßig auf alle Arme verteile, sind die mit denselben verbundenen Radkränze als ein womöglich starres Gerippe herzustellen.

Unter der Voraussetzung, dass durch zweckmäßige Konstruktion und gute Ausführung ein mittlerer Grad von Steifigkeit der Kränze und der Arme erreicht ist, kann man annehmen:

$$M_{ba} = \frac{2{,}2\, M_{bs}}{A_s \cdot A}$$

oder

$$W_a = \frac{2{,}2.\ M_{bs}}{k \cdot A_s \cdot A}.$$

Hierbei bedeutet:

M_{ba} das auf einen Arm entfallende Biegungsmoment,
M_{bs} das gesamte Biegungsmoment, veranlasst durch die Umfangskraft,
A_s die Anzahl Armsysteme des Rades,
A die Anzahl Arme eines Systems,
W_a das Widerstandsmoment für einen Arm,

k_b Belastungskoefficienten per 1 qcm, welcher für Holz zu ca. 70, für Schmiedeeisen zu ca. 350 angenommen werden kann, während der Koefficient (2,2) auf der Annahme beruht, dass ungefähr die Hälfte der Arme an der Übertragung der Umfangskraft teilnimmt, und die Beanspruchung des Armes durch das Eigengewicht des Rades zu etwa 20 % an der Gesamtbeanspruchung beteiligt ist. (Siehe auch Müller, „Eiserne Wasserräder".)

Als Material für die Arme wird Holz oder Eisen, letzteres entweder in [oder **I** Form, und zwar in den Normal-Profilen No. 10, 12, 14, 16, 18 und 20 verwendet.

Die Kränze der Wasserräder, d. h. diejenigen Teile, an welchen die

Arme und Schaufeln befestigt werden und die mit den letzteren zusammen den Schaufelraum bilden, können ebenfalls aus Holz oder aus Eisen hergestellt werden.

Die *Bilder 4 und 5, sowie 6 und 7, Tafel 4,* stellen ein hölzernes oberschlächtiges Wasserrad dar, aus denen die verschiedenen Anordnungen der Kränze, Arme und Schaufeln ersichtlich sind. Der linksseitige Kranz ist doppelt und besteht aus zwei durch Holzdübel verbundenen Bohlenwänden, von denen die innere, in welche die Schaufeln eingelassen sind, 40 bis 45 mm, die äußeren dagegen 30 bis 35 mm stark sind. Die Anordnung nach *Bild 5, Tafel 4* ist einfacher und billiger, als die von *Bild 4, Tafel 4,* erfordert jedoch stärkere Kranzbohlen K_1 (50 bis 60 mm), ebenso behufs größerer Festigkeit eine Kranzleiste l, welche zugleich den Zweck hat, den Schaufelraum gegen Durchrinnen von Wasser abzudichten. Der Radboden b erhält eine Stärke von 25 bis 35 mm und besteht aus einzelnen, ca. 150 bis 250 mm breiten Bohlen, welche bei guter Ausführung Nut und Feder erhalten, um wasserdichten Abschluss zu gewähren.

Bild 6, Tafel 4 zeigt eine Schaufelform aus drei, *Bild 7, Tafel 4* eine solche aus zwei Teilen. Die vorderen Schaufelstücke, welche mit dem Umfange den $\measuredangle\, a$ einschliessen, nennt man Stoß- oder Setzschaufeln, die hinteren an den Radboden anschließenden Stücke dagegen Riegel- oder Kropfschaufeln. Der Kreis, durch welchen die Stoßpunkte der Setz- und Kropfschaufeln geht, liegt bei *Bild 6, Tafel 4* in der Höhe von ca. $\frac{1}{3}\, a$, bei *Bild 7, Tafel 4* in der Höhe von $\frac{1}{2}\, a$. Die Schaufelform von *Bild 6, Tafel 4* gestattet einen kleineren und mit Bezug auf den Wasseraustritt günstigeren $\measuredangle\, a$, als die Form von *Bild 7, Tafel 4,* weshalb die erstere den Vorzug verdient, außerdem aber auch noch deshalb, weil ihre Form der ungebrochenen und in *Bild 6, Tafel 4* punktiert angegebenen Form einer eisernen Schaufel näher kommt, allerdings auch größere Kosten verursacht, als die einfachere Schaufel nach *Bild 7, Tafel 4.* Die Kropfschaufeln stehen gewöhnlich radial und bilden also mit den Setzschaufeln einen stumpfen Winkel. Stellt man, wie punktiert angedeutet, die ersteren $\perp$ zu den letzteren, so vereinfacht dieses allerdings die Arbeit der Verbindung beider Schaufelstücke, vermindert aber anch den Fassungsraum der Schaufelzellen, weshalb diese Anordnung weniger zu empfehlen ist.

Um die einzelnen Kranzsegmente gut mit einander zu einem Ganzen zu verbinden, legt man um ihren ganzen Umfang schmiedeeiserne Flachringe σ resp. σ_1.

Die Konstruktion eines eisernen oberschlächtigen Wasserrades ist durch die *Bilder 8 und 9, Tafel 4,* sowie *4 und 5, Tafel 6* dargestellt, wobei die Seitenwände K und K_1 aus einzelnen Segmenten bestehen, die mit Laschen zusammengefügt sind und eine Stärke von etwa 4 bis 6 mm haben. Diese Wände werden mit kräftigen Winkelringen w vernietet, ebenso der Radboden b, der je nach der Breite des Rades eine Dicke von 2,5 bis 3,5 mm erhält. Die Arme A können aus **[** oder **I** Eisen bestehen und entweder nach *Bild 8 oder 9, Tafel 4* angeordnet werden.

Bei breiteren Rädern empfiehlt es sich, die beiden Armsysteme A und A_1 durch Riegel r zu verbinden, sowie Eck- oder Knotenbleche b_1 anzu-

bringen. Den Schaufeln, welche je nach der Breite und Tiefe des Rades eine Stärke von 2,5 bis 5 mm erhalten, kann man die Form von *Bild 4 und 5, Tafel 6* geben, und die Befestigung derselben an dem Radboden und den Seitenwänden in der angedeuteten Weise vornehmen, wobei die Seiten- und Bodenwinkel w_2 und w_3 entweder an die Innen- oder Rückseite der Schaufeln gelegt werden können. Die rückwärts gekrümmte Schaufelform des *Bildes 5, Tafel 6* erscheint insofern etwas günstiger wie *Bild 4, Tafel 6,* als bei jener dem eintretenden Wasserstrahl Gelegenheit gegeben ist, noch einigermaßen durch Aktion zu wirken, den Stoßverlust dadurch zu mindern, resp. die Stoßwirkung zu erhöhen. Bei breiteren Rädern, die keinen Mittelkranz, also nur 2 Armsysteme haben, ist es zweckmäßig, die Schaufelbleche nahe dem Umfange in der halben Breite durch Stehbolzen oder Z förmige Stützen aus Flacheisen zu verbinden. Für oberschlächtige Räder sind eiserne Schaufeln den hölzernen vorzuziehen, weshalb es sich empfiehlt, auch diejenigen oberschlächtigen Wasserräder mit eisernen Schaufeln zu versehen, deren übrige Teile von Holz ausgeführt sind. Räder mit Breiten über 2½ Meter werden besser mit 3 Armsystemen und einer Mittelwand ausgeführt und hierdurch gleichsam 2 Wasserräder auf einer gemeinschaftlichen Welle geschaffen.

Für die mittel- und unterschlächtigen Wasserräder werden schon seit längerer Zeit meistens Eisenkonstruktionen angewendet, wie sie durch die *Bilder 4—6, Tafel 5,* vorgeführt sind. Für die Arme A verwendet man dabei wieder **[** oder **I**-Eisen, die entweder nach *Bild 4, Tafel 5* bis an den äußeren Kranz k_a, oder aber nach *Bild 4ᵃ, Tafel 5* nur bis zu dem inneren Kranz k_i geführt und mit demselben solid vernietet werden, während die ∟ Eisen s_1 an die Kränze angenietet werden und den gewöhnlich aus Holz hergestellten Schaufeln s als Stütze dienen. Bei leichteren und kleineren Rädern stellt man die Kränze k_a und k_i aus Flacheisen, bei schwereren Rädern dagegen den äußeren Kranz k_a aus Flacheisen, den inneren Kranz k_i aus ∟ Eisen her; ferner ordnet man bei stärkeren Wasserrädern mit größeren Schaufeltiefen zur nochmaligen Unterstützung der ∟ Eisen s noch einen mittleren Kranz k_m an, welcher bei der Anordnung nach *Bild 6, Tafel 5* wieder durch die Streben s', bei *Bild 5, Tafel 5* aber durch die Arme A unterstützt wird. An den Seiten, sowie nach innen sind diese Räder offen und bei guter Ausführung entsprechen beide Anordnungen den Bedingungen einer soliden Bauart und wenn auch die Anordnung nach *Bild 5, Tafel 5* etwas solider erscheinen mag, so steht doch die Ausführung nach *Bild 6, Tafel 5* auf Grund der damit gemachten Erfahrungen der ersten in keiner Weise nach und hat außerdem noch den Vorteil, dass bei derselben der Schaufelraum durch die Arme nicht verengt und der eintretende Wasserstrahl nicht gehindert wird.

Zur ungefähren Berechnung des Gewichtes G_w von Wasserrädern einschließlich der Welle, der Schaufeln und des Wassers kann man nehmen

$$G_w = {}^{ca.}\, 650 \cdot B \cdot D \ (kg),$$

wobei B und D in Meter einzusetzen sind.

Die Turbinen.

a) Allgemeiner Teil.

1. Einleitung.

Wie schon früher erwähnt, gehören die Turbinen zu den Wasserrädern im weiteren Sinne, die man unterscheiden kann in:

a) Wasserräder im engeren Sinne, das sind Wassermotoren, bei denen das Wasser hauptsächlich durch sein Gewicht wirkt (Gewichts-Energie),

b) Turbinen, das sind Wassermotoren, bei denen das Wasser durch seine lebendige Kraft wirkt (Geschwindigkeits-Energie).

Während nun die Motoren unter a) schon zu den Zeiten vor Christi Geburt vorkommen, sind die Turbinen Erzeugnisse der letzten 60 Jahre, obwohl schon vor etwa 170 Jahren von den Mathematikern Bernoulli und Euler die Grundlage zu denselben geschaffen wurde. Die ersten praktischen Versuche an Turbinen nahm jedoch erst der französ. Ingenieur Burdin in dem dritten Jahrzehnt des letzten Jahrhunderts vor, der seinem Wasserrad den Namen „Turbine", d. h. Kreiselrad gab, das aber wünschenswerten Anforderungen noch nicht entsprach.

In den 30er Jahren folgte dann der Ingenieur Fourneyron, ein Schüler von Burdin, mit seiner Turbine, die wesentlich bessere Resultate lieferte und von denen schon damals mehrere an verschiedenen Orten Frankreichs mit gutem Erfolge in Betrieb gesetzt wurden, denen aber noch eine wissenschaftliche Basis fehlte, die erst im Jahre 1838 von dem Ingenieur Poncelet geschaffen wurde und zugleich für alle späteren Turbinentheorien die Grundlage bildete.

Nachdem ferner ebenfalls ungefähr zu dieser Zeit die Ingenieure Henschel in Kassel und Jonval in Mülhausen i. E. mit den nach ihnen genannten Turbinen hervorgetreten waren, nahmen diese Wassermotoren immer mehr an Bedeutung zu, besonders, nachdem auch noch Prof. Redtenbacher in Karlsruhe anfangs der 40er Jahre seine bedeutsame „Theorie der Turbinen und Wasserräder" aufgestellt hatte, die viel zu der praktischen Anwendung und Verbreitung der Turbinen beigetragen hat. Auch der durch sein ausgezeichnetes Werk über „Ingenieur-Mechanik" bekannte Professor Weisbach in Freiberg hat sich durch Erweiterungen und Verbesserungen der Turbinentheorie große Verdienste erworben, ferner die Autoren Fink, Wiebe, Rittinger, Lehmann, Meißner, Bach, Zeuner u. A.

2. Die verschiedenen Arten der Turbinen.

Da bei allen Turbinen das Wasser durch seine lebendige Kraft wirkt und die letztere sich in den 3 schon erwähnten Wirkungsformen des Stoßes, der Reaktion und der Aktion äußern, die Stoßwirkung aber aus dem schon früher angeführten Grunde nicht in Betracht kommen kann, so ergeben sich,

wenn man die Einteilung der Turbinen nach der Wirkungsweise des Wassers vornimmt, die beiden folgenden Hauptarten:

a) die Reaktions- oder Überdruckturbinen,

b) die Aktions- oder Druckturbinen.

Außer der Wirkungsweise des Wassers sind es noch die folgenden, jedoch weniger bedeutsamen Merkmale, die weitere Unterscheidungen notwendig machen und zwar:

1) die Richtung, in welcher das Wasser mit Bezug auf die Achse die Turbinen durchfließt,

2) die Höhenlage des Oberwasserspiegels gegenüber der Transmission,

3) der Grad oder die Größe der Beaufschlagung,

4) die Lage der Turbinenachse.

Hiernach ergeben sich in der obigen Reihenfolge noch folgende Unterarten von Turbinen:

1 a) Radialturbinen, mit rechtwinklig zur Achse gerichtetem Wasserdurchfluss,

1 b) Achsialturbinen, mit parallel zur Achse gerichtetem Wasserdurchfluss.

1 a_1) Radialturbinen mit Beaufschlagung von innen nach außen (innerem Leitrad),

1 a_2) Radialturbinen mit Beaufschlagung von außen nach innen (äußerem Leitrad).

2 a) Turbinen mit offenem Wasserkasten,

2 b) Turbinen mit geschlossenem Wasserkasten,

3 a) Turbinen mit voller oder ganzer Beaufschlagung (Voltturbinen),

3 b) Turbinen mit teilweiser Beaufschlagung (Regulierturbinen, Partialturbinen),

4 a) Turbinen mit vertikaler Achse,

4 b) Turbinen mit horizontaler Achse.

Die sämtlichen vorstehenden Unterarten können sowohl als Druck- wie als Überdruckturbinen ausgeführt werden.

Zu den Überdruckturbinen, welches die älteren sind, gehören die Turbinen von Fourneyron, Henschel, Jonval und Francis, während die Druckturbinen eine Erfindung des Ingenieurs Girard sind und deshalb auch gewöhnlich Girard-Turbinen genannt werden.

Durch die nachstehenden Bilder sind einige der obengenannten Arten von Turbinen dargestellt und zwar zeigt

Bild 6, Tafel 6 eine Radialturbine (1 a_1) System Fourneyron bezw. Nagel & Kaemp.

Bild 7, Tafel 6 eine Radialturbine (1 a_2) System Francis, | zugleich Turbinen mit offenem Wasserkasten.

Bild 10, Tafel 4 eine Achsialturbine (1 b) System Henschel-Jonval, | zugleich Turbinen mit offenem Wasserkasten.

Bild 8, Tafel 6 eine Achsialturbine mit geschlossenem Wasserkasten,

Bild 11, Tafel 4 eine Radialturbine mit horizontaler Achse.

Vollturbinen werden diejenigen Turbinen genannt, welche das ganze Jahr hindurch voll oder ganz beaufschlagt sind und also immer einunddieselbe Wassermenge verarbeiten; sie werden am zweckmäßigsten als achsiale Überdruckturbinen mit einem Schaufelkranz gebaut und bilden die einfachste

Turbinenart. Da jedoch bei der Mehrzahl der Wasserkräfte die Wassermenge wechselt, so können Vollturbinenen selten angewendet werden, und muss man deshalb die meisten Turbinen mit Vorrichtungen versehen, mittels welcher die Durchflussquerschnitte der Turbinen-Kanäle den jeweiligen Wassermengen angepasst werden können und von denen später noch besonders die Rede sein wird.

3. Die Überdruckturbinen.

Nachdem der Mathematiker Daniel Bernoulli in Basel in seiner im Jahre 1730 erschienenen Schrift die Reaktionswirkung nachgewiesen hatte, wendete der Mathematiker Segner in Göttingen diese Wirkungsweise des Wassers bei dem nach ihm benannten Segnerschen Reaktionsrad praktisch an, das er in der aus *Bild 1, Tafel 7* ersichtlichen Weise konstruierte und wodurch er zum Begründer der späteren Reaktionsturbinen wurde, während der Mathematiker Euler in Basel das Segnersche Reaktionsrad dadurch verbesserte, dass er die geraden Röhren desselben krümmte und außerdem über denselben einen Zuleitungsapparat für das zufließende Wasser anordnete und somit als der Erfinder der Turbinen mit Leitschaufeln bezeichnet werden muss.

Durch die folgenden Betrachtungen soll nun auf Grund des *Bildes 2, Tafel 7,* über das Wesen und die Ursache des Überdruckes der nötige Aufschluss gegeben werden.

Es sei $\overline{A - B - C}$ in *Bild 2, Tafel 7* eine mit Wasser angefüllte, bei C vorläufig geschlossen gedachte Röhre, deren größter Querschnitt bei A allmählich in einen kleineren Querschnitt übergehe und in dem kurzen cylindrischen Ansatz $\overline{e - C}$ endige. Der vertikale Abstand von dem Wasserspiegel bei A bis zu der Mitte der Ausflussöffnung bei C sei $= H$.

Bei geschlossener Öffnung C wird in der Röhre hydrostatischer Ruhezustand herrschen und der Druck auf die Wandungen des Rohrstückes $\overline{B - C}$ an allen Stellen gleich groß sein. Lässt man nun bei C Wasser in die freie Luft ausfließen und bezeichnet die Ausflussgeschwindigkeit desselben mit w_a; nimmt man ferner die Wassergeschwindigkeit bei A gleich Null an und lässt alle Reibungswiderstände unberücksichtigt, so wird sein:

$$w_a = \sqrt{2 g H}.$$

Setzt man ferner die Rohrquerschnitte bei a, b, c, d und $e = F_a, F_b$ etc. und diesbezüglichen Wassergeschwindigkeiten $= c_a, c_b$ etc., so wird sein:

$$c_a = c_e \frac{F_e}{F_a} = \sqrt{2 g H} \cdot \frac{F_e}{F_a}.$$

Setzt man $\frac{F_e}{F_a} = k$, so ist

$$c_a = k \cdot \sqrt{2 g H}.$$

Da $k < 1$, so ist

$$c_a < \sqrt{2 g H} \quad \text{oder} \quad \frac{c_a^2}{2 g} < H.$$

Da nun die Querschnitte F_a und F_e unter derselben Druckhöhe H stehen, die Geschwindigkeitshöhe von c_a aber kleiner als H und letzteres bei a also

noch nicht ganz in Geschwindigkeit umgesetzt worden ist, so muss hier noch ein Druck vorhanden sein, dessen Höhe Hr_a der Differenz von H und $\frac{c_a^2}{2g}$ entspricht, d. h.:

$$Hr_a = H - \frac{c_a^2}{2g} \quad \text{oder} \quad Hr_a + \frac{c_a^2}{2g} = H.$$

Da nun die Rohrquerschnitte von a nach e abnehmen, so werden die Wassergeschwindigkeiten auf dem Wege von a nach e in demselben Verhältnis zunehmen, und wenn man für die einzelnen Querschnitte die bezügl. Geschwindigkeiten feststellt, so erhält man für die entsprechenden Druckdifferenzen:

$$Hr_b = H - \frac{c_b^2}{2g}, \quad Hr_c = H - \frac{c_c^2}{2g} \ldots,$$

$$Hr_e = H - \frac{c_e^2}{2g} = 0 \quad \text{oder} \quad H = \frac{c_a^2}{2g}.$$

Da die Werte von Hr_a, Hr_b etc. diejenigen Druckhöhen darstellen, um welche die in den Rohrquerschnitten a, b etc. herrschenden Drücke oder Pressungen größer sind, als der Atmosphärendruck, so werden dieselben einfach Überdruck genannt

Im Nachstehenden sollen nun diese Ergebnisse auf eine Turbine bezw. auf die *Bilder 3 und 4, Tafel 7,* welche den Leit- und Laufradkanal einer Überdruckturbine darstellen, übertragen, vorher aber noch die einzelnen Bezeichnungen für die in den folgenden Abhandlungen vorkommenden Faktoren festgestellt werden.

Es bedeute also:

c_e die absolute Eintrittsgeschwindigket dies Wassers in das Laufrad,
w_e die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Laufrad,
v die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades,
w_a die relative Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrad,
c_a die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrad,
α den Winkel der Leitradschaufelu mit der Spaltebene,
β den Winkel der Laufradschaufeln mit der Spaltebene,
γ den Winkel der Leitradschaufeln mit der unteren Laufradebene,
b die radiale Breite der Leitradschaufeln,
b_1 die radiale Breite der Laufradschaufeln,
s die Weite der Leitradkanäle am Wasseraustritt,
s_{1e} die Weite der Laufradkanäle am Wassereintritt,
s_{1a} die Weite der Laufradkanäle am Wasseraustritt.
D_m den mittleren Durchmesser der Turbine.

Aus *Bild 4, Tafel 7,* ersieht man zunächst, dass c_e wesentlich größer als w_e und s_{1e} viel größer ist, als s_{1a}. Nimmt man nun beispielsweise an, dass $s_{1e} = 3\, s_{1a}$, so muss (unter der Voraussetzung, dass $b_1 = b$) $w_a = 3\, w_e$ und der Überdruck im Spaltenraum so groß sein, dass die Geschwindigkeit des Wassers von dessen Eintritt in das Laufrad bis zum Austritt aus demselben um das Dreifache erhöht wird.

Wenn also die Druckverhältnisse in einem solchen Turbinenkanal einerseits durch dessen Querschnittsverhältnisse bedingt sind, so ergeben sich diese

letzteren wieder aus den Verhältnissen der Winkel α und β, so dass also Überdruck und Winkel in einem Abhängigkeitsverhältnis zu einander stehen, das zurückzuführen ist auf die Grundbedingung:

$$\sphericalangle \beta < 180 - 2\alpha,$$

d. h.: Jede Turbine mit solchen Winkelverhältnissen und vollen Kanälen ist eine Überdruckturbine. In einer solchen Turbine wird also sein:

$$c_e < \sqrt{2gH},$$

welche Beziehung die zweite Grundformel einer Überdruckturbine bildet. Da der Überdruck um so größer wird, je kleiner $\sphericalangle \beta$ ist; da ferner mit dem Überdruck auch der Wasserverlust durch den Spalt und der Überdruck selbst wieder mit H wächst, so wählt man gewöhnlich für mittlere Gefälle (2 bis 4 Meter) $\sphericalangle \beta = 90^0$, für größere Gefälle $> 90^0$.

Den **Durchmesser** einer Überdruckturbine anlangend, so ist derselbe natürlich vor Allem von Q und H abhängig und nach diesen zu bestimmen in der Erwägung, dass bei einem gewissen Durchmesser die Turbinenkanäle denjenigen Querschnitt F haben müssen, welcher zum Durchfluss der gegebenen Wassermenge Q bei dem gegebenen Gefälle H erforderlich ist.

Bezeichnet man nun mit z die Anzahl Schaufeln oder Kanäle, so ist

$$F = s \cdot b \cdot z = \frac{s \cdot b \cdot D_m \cdot \pi}{t} \quad \text{oder} \quad D_m = \frac{F \cdot t}{s \cdot b \cdot \pi}.$$

Da nun s von $\sphericalangle \alpha$ und t wieder von D_m abhängt, da ferner b in einem gewissen Verhältnis zu D_m stehen und F ebenfalls erst festgestellt werden muss, so kann D_m nicht ohne weiteres berechnet, sondern nur auf weiterer theoretischer Basis festgestellt werden, was auch aus dem Folgenden hervorgeht.

Um den höchsten Wirkungsgrad einer Turbine zu erzielen, müsste zunächst die Geschwindigkeit $c_a = 0$ sein. Da dieses nicht möglich, so ist c_a, also auch $\sphericalangle \gamma$ möglichst klein anzunehmen, was aber einen kleinen Wert von s zur Folge hat, weshalb, wenn F und b gegeben sind, der Faktor z entsprechend erhöht werden muss, was natürlich nur durch Annahme eines größeren D_m geschehen kann. Hieraus folgt, dass ein höherer Wirkungsgrad auch einen größeren Durchmesser erfordert, sowie den Preis der Turbine erhöht.

Für eine ungefähre Berechnung von D_m und b kann man annehmen:

$$D_m = {}^{ca.}\,1{,}5\sqrt{\frac{G}{\sqrt{H}}}, \quad b = {}^{ca.}\,0{,}20\ D_m,$$

ferner kann man (für $\sphericalangle \beta = 90^0$) annehmen:

$$v = {}^{ca.}\,0{,}64\sqrt{2gH}.$$

Soll ein Gefälle H durch eine Überdruckturbine völlig ausgenutzt werden, so muss natürlich das aus derselben fließende Wasser im Zusammenhang mit dem Unterwasserspiegel bleiben, da andernfalls die Höhe, um welche das Laufrad sich über dem Unterwasserspiegel befindet, einen Gefälleverlust darstellt. Man lässt deshalb (wie bei kleineren Gefällen) das Laufrad ganz oder teilweise ins Unterwasser eintauchen, *Bild 9, Tafel 6*, oder setzt (wie bei größeren Gefällen) das Laufrad 1,5 bis 2,5 Meter unter den Oberwasserspiegel und stellt die Verbindung mit dem Unterwasser durch ein Saugrohr

her, das in den Unterwasserspiegel eintaucht, *Bild 10, Tafel 6.* Hierdurch wird das ganze Gefälle H in das Druckgefälle h_{o} und das Sauggefälle h_{u} geteilt, welch beide natürlich eine zusammenhängende Wassersäule bilden müssen, wenn die Turbine richtig und gut arbeiten soll.

Die Höhe h_{u} kann bei kleineren Turbinen bis zu ca. 8 Meter betragen, muss aber bei größeren Turbinen kleiner werden, da der Zusammenhang von h_{o} und h_{u} um so schwieriger zu erzielen ist, je größer der Durchmesser des Saugrohres ist.

Die Anwendung der Überdruckturbinen anlangend, so eignen sich dieselben wegen der im Spalt herrschenden Pressung besonders für kleinere und mittlere Gefälle von ca. 1 bis ca. 6 Meter und entsprechenden Wassermengen von ca. 6000 bis 500 Liter pro Sek. Wie man aber einerseits mit einer Überdruckturbine auch mehr als 6000 Liter pro Sek. verarbeiten kann, wenn $H > 1\ m$, so kann eine Überdruck-Turbine auch für ein mehr als 6 Meter betragendes Gefälle angewendet werden, wenn die betr. Wassermenge mehr als 500 Liter beträgt, so dass man beispielsweise bei einem Gefälle von 10 Meter mit einer Überdruckturbine eine Wassermenge von ca. 10 cbm verarbeiten und somit eine effektive Leistung von 1000 PS erzielen kann.

4. Die Druckturbinen (Aktionsturbinen).

Etwa 20 Jahre nach der Einführung der Fourneyron'schen Turbinen trat der französische Ingenieur Girard, ein Schüler von Poncelet mit seiner Turbine hervor, die er nach dem von dem letzteren aufgestellten Princip der Aktion oder freien Ablenkung des Wassers konstruiert hatte und die später unter dem Namen Girard-Turbinen allgemein bekannt und gebaut wurden.

Diese Turbinen bilden die zweite der beiden Turbinen-Hauptarten und unterscheiden sich von den Üeberdruckturbinen dadurch, dass in ihrem Spaltenraum kein Überdruck vorhanden ist, das Wasser ohne Beschleunigung durch das Laufrad fließt und über dem Unterwasser in die freie Luft austritt. Diese Bewegung des Wassers geht nach dem Gesetz der Aktion vor sich und wurde von Girard das Princip der freien Ablenkung genannt, weil der Wasserstrahl, ohne den Laufradkanal auszufüllen, diesen in Verbindung mit athmosphärischer Luft frei und zwanglos durchläuft, indem er sich nur an die Hohlseite einer Schaufel anlegt und durch dieselbe von seiner Eintrittsrichtung in die entgegengesetzte Austrittsrichtung abgelenkt wird. Um diese Wasserbewegung zu ermöglichen, sind die Laufradkanäle nach *Bild 5 u. 6, Tafel 7,* zu formen, in welcher die horizontale Schraffierung den Wasserquerschnitt, der unschraffierte Raum dagegen die in dem Kanal befindliche Luft bedeutet; die mit der äußeren Atmosphäre Verbindung haben muss, weshalb das Laufrad um eine gewisse Höhe f über dem Wasserspiegel zu setzen ist.

Die theoretischen Bedingungen einer solchen Wasserwirkung lauten:

$\measuredangle\, \beta = 180 - 2\, \alpha$, woraus sich ergiebt: $c_{e} = \sqrt{2 g H}$.

Diese Verhältnisse ergeben für den Wassereintritt ein Geschwindigkeitsparallelogramm, wonach $v = w_{e}$ und da der $\measuredangle\, \alpha$ gewöhnlich klein ist, so ist

$$v = {}^{ca.}\, 0{,}50 \cdot c_{e} = w_{e}.$$

Da ferner das Wasser ohne Pressung das Laufrad durchfließt, so ist auch:

$$w_u = w_e = {}^{ca.}\ 0{,}50 \cdot c_e.$$

Wenn sich nun dem mit der Breite b aus dem Leitrad ausgetretenen Wasserstrahl kein Hindernis entgegensetzt, so wird sich derselbe sofort nach seinem Eintritt in das Laufrad ausbreiten, und während seines Durchflusses durch dasselbe von der Breite b in b_{2w} *Bild 6, Tafel 7* und infolgedessen auch von der Dicke s_{we} am Eintritt in die Dicke s_{wa} am Austritt übergehen, d. h. es wird sein

$$s_{wa} \cdot b_{2w} = s_{we} \cdot b,$$

$$s_{aw} = \frac{s_{we} \cdot b}{b_{2w}}.$$

Erfahrungsgemäß beträgt die Verbreitung des Strahles von b auf b_{2w} bei mittleren Gefällen das $2\frac{1}{2}$ bis 3 fache, bei größeren Gefällen das 3 bis $3\frac{1}{2}$ fache von b und wird somit s_{wa} in demselben Verhältnis kleiner als s_{we}.

Um im Laufrad die nötige atmosphärische Luft bleibend zu erhalten, muss die vom durchfließenden Wasser mitgerissene Luft wieder ersetzt und eine Luftcirkulation hergestellt d. h. die Turbine ventiliert werden, was entweder nach *Bild 11 u. 12, Tafel 6,* oder aber nach *Bild 12, Tafel 4* geschehen kann.

Zur Bestimmung des mittleren Durchmesser und der Breite b kann man annehmen:

$$D_m = {}^{ca.}\ 1{,}75 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}},\quad b = {}^{ca.}\ 0{,}10 \cdot D_{m_1},\quad v = {}^{ca.}\ 0{,}47 \sqrt{2gH}.$$

Die Frage, in welchen Fällen Druckturbinen zur Anwendung kommen sollen, beantwortet sich aus dem Umstande, dass dieselben hervorgegangen sind aus dem Bestreben, eine Turbine herzustellen, welche ein Regulieren der Turbinenkanäle besser gestattet, als die Überdruckturbinen. Da nun bei den Druckturbinen der Überdruck beseitigt war, so hatte man mit denselben also eine Regulierturbine geschaffen, die sich für wechselnde Wassermengen und höhere Gefälle eignet, es empfiehlt sich deshalb, mit Rücksicht auf den durch das Freihängen entstehenden Gefällverlust für Wasserkräfte mit weniger als 5 Meter Gefälle von einer Druckturbine abzusehen.

Der Ausdruck Druckturbine ist darauf zurückzuführen, dass bei denselben der Wasserdruck auf die Schaufeln größer ist, als bei den Überdruckturbinen, wobei natürlich gleich große Werte von G und H vorausgesetzt sind.

5. Die Grenzturbinen.

Wenn der den Überdruckturbinen anhaftende Übelstand eines schwierigen Regulierens durch die Konstruktion der Druckturbinen gehoben war, so hatten diese wieder den Nachteil eines durch das Freihängen verursachten Gefällverlustes. Der Ingenieur Hänel in Magdeburg konstruierte deshalb eine Turbine, bei welcher er unter Vermeidung der Nachteile, die Vorteile der beiden bestehenden Systeme vereinigte, indem er durch entsprechende Winkelverhältnisse seiner Turbine einen ganz geringen Überdruck gab und dadurch einerseits das Regulieren derselben erleichterte, andererseits aber die Lauf-

radkanäle mit Wasser anfüllte und ermöglichte, die Turbine bis auf den Unterwasserspiegel zu setzen und das ganze Gefälle auszunutzen. Da bei diesen Turbinen das Wasser mit konstanter Geschwindigkeit durch das Laufrad fließt, so mussten natürlich auch dessen Kanäle einen konstanten Querschnitt erhalten, was Hänel durch sogenannte Rückschaufeln *r*, *Bild 13, Tafel 6,* und eine entsprechende radiale Erweiterung b_2 der Laufradkanäle bewirkt, *Bild 14, Tafel 6.* Der Einfachheit halber hat man später die Laufradschaufeln aus Gusseisen ausgeführt und den Zweck der Rückschaufeln durch entsprechende Verdickung der Gussschaufeln *g* erreicht. Eine andere Art, den Laufradkanälen den entsprechenden Querschnitt zu geben, ist durch *Bild 7, Tafel 5,* dargestellt und wird von der Firma Briegleb, Hansen u. Co. in Gotha bei ihren Knop-Turbinen ausgeführt.

Die Grenzturbinen können Anwendung finden für Wasserkräfte, bei denen sowohl die Wassermenge als auch das Gefäll wechselt, da sie leicht zu regulieren sind und Stauwasser ihren Wirkungsgrad nicht wesentlich beeinträchtigt, weshalb sie besonders bei kleinerem und mittlerem Gefälle den Druckturbinen vorzuziehen sind. Sie erhielten ihren Namen wegen der Verhältnisse ihrer Schaufelwinkel und der Durchflussgeschwindigkeiten des Wassers, bilden aber eigentlich nicht eine Turbinenart für sich, sondern sind zu den Überdruckturbinen zu zählen.

6. Die Partial-Turbinen.

Das Wort partial stammt von dem lateinischen Hauptwort „pars" der Teil ab und schließt demnach den Begriff der Teilung einer Turbine in sich. Eine solche Teilung ist bei diesen Turbinen insofern vorhanden, als dieselben wohl ein ganzes Laufrad, jedoch nur einen Teil eines Leitrades besitzen, der aber nicht Leitrad, sondern Leitapparat genannt wird. Partialturbinen sind also Druckturbinen für kleine Wassermengen. Je nach der Wassermenge besteht der Leitapparat aus mehreren Leitkanälen oder auch nur aus einem einzigen Leitkanal, weshalb diese Turbinen für ganz minimale Wassermengen herunter bis zu etwa 10 Liter per Sekunde gebaut werden können und sich deshalb besonders zur Ausnutzung der Wasserkräfte in den Gebirgen eignen, wo gewöhnlich mit kleinen Wassermengen hohe Gefälle verbunden sind. Da in solchen Fällen die Geschwindigkeit c_e sehr groß wird und deshalb auch die Umdrehungszahl der Turbine eine sehr hohe würde, wenn man deren Durchmesser nach der früher angegebenen Formel bestimmen wollte, so berechnet man denselben nach derjenigen Umdrehungszahl, welche entweder durch bestehende Verhältnisse gegeben ist oder die man für einen vorliegenden Fall für zweckmäßig erachtet, nach der Formel:

$$2 \cdot R \cdot \pi \cdot n = 60 \cdot v, \quad R = \frac{9{,}55 \cdot v}{n}.$$

Bild 8, Tafel 5 stellt eine Partialturbine mit senkrechter Achse dar, wobei *a* das Zuflussrohr, *b* eine sogenannte Drosselklappe zum Abstellen des Wasserzuflusses, *c* den Leitapparat mit Reguliervorrichtung und *d* das Laufrad der Turbine bedeutet.

Zu den Partialturbinen mit horizontaler Achse gehört auch das nach seinem Erfinder, dem amerikanischen Ingenieur genannte und durch *Bild 15, Tafel 6,* dargestellte Pelton-Rad, mittelst welchem man Wassermengen von 0,10 bis 100 Liter per Sekunde und Gefälle von cirka 15 bis 500 Meter auszunutzen und wobei die Umdrehungszahl derselben bis zu cirka 5000 pro Minute steigen kann. Diese Räder eignen sich demgemäß als Motoren für das Kleingewerbe und können evtl. aus der Ortswasserleitung gespeist werden.

---

b) Die einzelnen Teile der Turbinen.

1. Das Leitrad und das Laufrad.

Bei dem Segner'schen Reaktionsrad fehlte die Vorrichtung, welche alle neueren Turbinen besitzen, die den Zweck hat, das Wasser in einer bestimmten Richtung in die Turbine einzuführen und erstmals von dem schon früher erwähnten Mathematiker Euler ausgeführt wurde. Diese Vorrichtung bezeichnet man mit dem Namen Leitrad, während der zweite Teil des Schaufelapparates der Turbine, welcher den Druck des Wassers empfängt und auf die Turbinenwelle weiter überträgt und eine Drehung der letzteren veranlasst, Laufrad genannt wird.

Diese beiden Teile bilden die Hauptteile einer Turbine, denn von ihnen hängt in erster Linie der Wirkungsgrad derselben ab. Das Leitrad besteht in der Hauptsache aus zwei gusseisernen Ringen *r*, welche die aus Gusseisen, Schmiedeeisen oder Stahl bestehenden Schaufeln umschließen und mit denselben zusammengegossen werden. Um Wasserstöße und Verengungen der Leitradkanäle möglichst zu vermeiden, werden die Laufradschaufeln in der Spaltebene zugeschärft, was besonders bei Anwendung von Schaufeln aus Eisen- oder Stahlblech mit Vorteil durchführbar ist.

Bei den Achsial-Turbinen liegt das Leitrad über dem Laufrad, *Bild 9, Tafel 5,* bei den Radial-Turbinen dagegen innerhalb oder außerhalb des Laufrades, *Bild 1 u.* 2, *Tafel 8.* Die Befestigung des Leitrades kann auf die in den *Bildern 7 9, Tafel 7,* dargestellten Arten erfolgen und zwar für kleinere Turbinen nach *Bild 7,* für größere dagegen nach *Bild 8 u. 9, Tafel 7,* in allen Fällen aber sind solide Fundamente nötig, damit nicht eine Senkung derselben eintritt, was natürlich die Turbinenwelle, Leitrad und Laufrad aus ihren richtigen Lagen bringen und Effektverminderungen, sowie Betriebsstörungen zur Folge haben würde.

2. Die Turbinenwelle und deren Spurzapfen.

Einen ebenfalls wichtigen Teil einer Turbine bildet der Spurzapfen, welcher bei den früheren Turbinen in das untere Ende der maßiven schmiedeeisernen oder gusseisernen Turbinenwelle eingesteckt war, sich somit unter der Turbine, also im Unterwasser befand und deshalb Unterwasserzapfen

genannt wurde. Derselbe erforderte jedoch eine komplizierte Bauart und erschwerte auch das Schmieren sowie eine etwa notwendige Untersuchung, weshalb der Ingenieur Fontaine einen Oberwasserzapfen konstruierte, dessen Anordnung durch die *Bilder 10 u. 11, Tafel 7,* dargestellt ist. Hierbei bildet die Turbinenwelle *a* eine gusseiserne Röhre, welche sich mit der in ihrer oberen Erweiterung befindlichen Spurpfanne auf die massive Stange *b* stützt, die mit entsprechendem Spielraum durch die hohle Turbinenwelle durchgeht und ihren Stützpunkt wieder in einem gusseisernen Fuß *c* hat, der auf dem Fundament gelagert ist und somit die ganze Belastung des Spurzapfens aufnehmen muss.

Dieselbe setzt sich aus den folgenden Faktoren zusammen:

1) Aus dem Gewicht des Laufrades, der Welle und des darauf sitzenden Zahnrades . . . . P_1
2) Aus dem Gewicht des per Sekunde durch das Laufrad fließenden Wassers . . . . P_2
3) Aus dem Gewicht der dem Überdruck entsprechenden Wassersäule P_3
4) Aus der Vertikalkraft des Zahndruckes . . . . P_4

Die beiden ersten Belastungen sind in allen Fällen positiv, während P_3 und P_4 je nach dem Wert von H_r resp. der Art und der Form des Transmissionsrades, das die Kraft der Turbine weiter überträgt, positiv, negativ oder gleich Null sein können. Ist p der auf die Flächeneinheit des Zapfens wirkende Druck in kg, P_s die Gesamtleistung, f die Druckfläche und d der Durchmesser des Spurzapfens, so ist

$$P_s = f \cdot p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p, \text{ oder}$$

$$d = 1{,}12 \cdot \sqrt{\frac{P_s}{p}}.$$

Für kleinere Turbinen macht man die Spurlinse aus Rotmetall und den Zapfen aus Stahl, während für größere Turbinen die Linse oder Platte aus gutem Gusseisen hergestellt wird. Im ersteren Fall kann man $p = {}^{ca.}\, 80$, im zweiten dagegen $p = {}^{ca.}\, 40$ annehmen, Maximalwerte, die bei besonders hohen Umdrehungszahlen jedoch einer Änderung bedürfen.

Zur unteren Führung der Turbinenwelle wird bei kleinen Turbinen in das Ende der Welle eine Büchse *d* aus Rotmetall eingesetzt, welche sich mit der Welle um die Tragstange dreht, so dass diese somit als Führung dient, während der obere Teil der Welle durch das Halslager *K* geführt wird. Bei größeren Turbinen bringt man außer der Büchse *i* direkt über dem Laufrad noch ein zweites Lager an, das entweder mit dem Leitrad zusammengegossen oder verschraubt und als Buchslager gebaut wird, dessen Führungsbacken aus Pockholz bestehen.

Eine andere Konstruktion eines Oberwasserzapfens bildet der durch *Bild 3 u. 4, Tafel 8,* sogenannte Ringspurzapfen, der die Anwendung einer massiven Welle gestattet, Tragstange und Tragstangenfuß überflüssig macht und die Gesamtkonstruktion einfacher und billiger gestaltet, für kleine Kräfte jedoch weniger zu empfehlen ist.

3. Die Regulierungen.

Da einesteils infolge des Wechsels der Faktoren Q und H, dem die Wasserkräfte häufig unterliegen, andernteils aber auch inolge des Wechsels der im Betrieb befindlichen Arbeitsmaschinen einer Mühle oder einer Fabrik, auch die Arbeitsleistung des Motors einem Wechsel unterworfen ist, so müssen die meisten Turbinen mit Reguliervorrichtungen versehen werden, um mittelst derselben die Bewegung resp. Umdrehungszahl der Turbine diesen Betriebs-Differenzen möglichst gut anpassen zu können.

Obgleich sowohl die ersten Fourneyron'schen Turbinen, als auch die Henschel- oder Jonval-Turbinen mit solchen Vorrichtungen versehen waren, die bei den ersteren in einer Ringschütze, bei der letzteren in einzelnen Deckeln bestanden, die aufgelegt und abgenommen werden konnten, so erfüllten dieselben ihren Zweck nur ungenügend, weshalb der Ingenieur Fontaine eine Regulierung konstruierte, bei der jeder Leitradkanal mittelst eines besonderen vertikalen Schiebers abgeschlossen werden konnte, *Bild 1, Tafel 7* und die heute noch zur Anwendung kommt, mit der Verbesserung, dass man die Schieber und Stangen nicht massiv, sondern hohl baut, *Bild 13, Tafel 7,* um durch dieselben von oben atmosphärische Luft in die geschlossenen Leitkanäle einzuführen und dadurch Störungen der Wasserwirkung zu vermeiden, die bei Verwendung von massiven Stangen und Schieber eintreten und den Nutzeffekt der Turbine vermindern. Da dieses jedoch auch durch eine solche Ventilation der Turbine nicht ganz vermieden werden kann, so baut man für stark wechselnde Wasserkräfte, Turbinen mit 2 oder 3 Schaufelkränzen, *Bild 5 u. 6, Tafel 8,* wobei dann der äußere Kranz *a* für die kleinste vorkommende Wassermenge konstruiert, also immer voll beaufschlagt ist und nur die Kränze *m* und *i* mit Reguliervorrichtung versehen werden.

Theoretisch vollkommener, als die Fontaine'sche ist die von der Firma Nagel u. Kaemp in Hamburg bei ihren nach dem System Fourneyron, jedoch mit Wasserzuführung von unten gebauten Radial-Turbinen angewendete und durch *Bild 7, Tafel 8,* dargestellte Regulierung. Hierbei befindet sich im Laufrade ein zwischen die Schaufeln eingepasster Teller *a*, der mit dem Leitradteller *b* verbunden ist, welcher die Leitschaufel *c* trägt, durch einen Hebelmechanismus auf- und abwärts bewegt werden kann und seine Bewegung dem Teller *a* mitteilt, wobei sowohl Leit- als Laufradkanäle gleichmäßig verengt oder erweitert werden.

Einfacher als diese erscheint die von Professor Fink in Berlin herrührende und besonders von der Firma A. M. Voith in Heidenstein (Wrttbg.) bei ihren Francis-Turbinen mit gutem Erfolg angewendete Regulierung, deren Anordnung aus *Bild 8, Tafel 8,* ersichtlich ist. Hierbei sind die gusseisernen Leitschaufeln *a* um die Bolzen *b* drehbar und mit Mitnehmerzapfen *c* versehen, welche in einen mit dem Leitradring *d* konzentrisch liegenden und durch einen Hebel drehbaren Ring *e* eingreifen. Bei einer nur ganz geringen Drehung des letzteren drehen sich sämtliche Leitschaufeln mit, was natürlich eine Verengung oder Erweiterung der Leitradkanäle und eine entsprechende Regulierung des Wasserzuflusses zur Folge hat, welcher also bei dieser

Regelung sehr schnell und ohne wesentliche Beeinträchtigung des Wirkungsgrades verändert werden kann, ein Vorteil, der besonders bei elektrischen Betrieben zur Geltung kommt.

Für Druckturbinen verwendet man häufig zum Regulieren sogenannte Ring- oder Drehschieber, welche nach dem Grade des Wechsels der Wassermenge so angelegt werden, dass man damit entweder das ganze Leitrad schließen oder öffnen kann, oder nur die Hälfte desselben, während die andere Hälfte immer geöffnet bleibt; im ersten Fall wird der Schieber Vollschieber, im andern Fall Halbschieber genannt.

Solche Schieber für achsiale Druckturbinen sind durch die *Bilder 9 u. 10, Tafel 8,* dargestellt und bilden dabei die Schaufelräume des Leit- und Laufrades nur in der Spaltebene je zwei konzentrische Ringflächen von gleichem Durchmesser, während die oberen Flächen der Leitradschaufeln zwei halbkreisförmige Ringe bilden, wobei der mittlere Durchmesser in der Spaltebene je zur Hälfte die innere Begrenzung des einen und die äußere Begrenzung des andern Schaufelringes bildet. Durch die Achse *a* und das Zahnkranzgetriebe *b* kann der Schieber *c* um 180° gedreht und dadurch der Schaufelraum des Leitrades entweder vom ganz gedeckten Zustand völlig geöffnet, oder der umgekehrte Zustand hergestellt werden.

Eine bei Partialturbinen mit horizontaler Achse häufig angewendete Reguliervorrichtung ist durch *Bild 11 u. 12, Tafel 8,* dargestellt.

Im übrigen ist dafür Sorge zu tragen, dass eine Verminderung des Wasserzuflusses oder der Betriebskraft sofort auch eine entsprechende Verminderung des Durchflussquerschnittes der Turbinenkanäle folge, während die Einlassschütze jederzeit völlig geöffnet bleibe und sich über dem normalen Oberwasserspiegel befinde, damit die Durchflussgeschwindigkeiten des Wassers und die Arbeitsgeschwindigkeit sowie der Wirkungsgrad der Turbine bei voller wie bei teilweiser Beaufschlagung möglichst groß und konstant bleiben.

Eine besondere Anordnung einer radialen Überdruckturbine, System Francis, bildet die von der Firma J. M. Voith gebaute sogenannte **„Spiralturbine“**, wie sie durch *Bild 13, Tafel 8,* dargestellt ist.

Diese Turbine ist in ein gusseisernes spiralförmiges Gehäuse eingebaut, welches an die Zuleitungsröhre *a* anschließt und mit welchem das Leitrad fest angeschraubt ist, während das Laufrad auf einer horizontalen Welle sitzt, die auf seitlich an das Gehäuse *b* angegossenen Platten gelagert ist.

Das aus der Turbine austretende Wasser fließt durch die auf einer Seite des Gehäuses befindliche und in das Unterwasser hineinreichende Saugröhre *c* ab. Dieselbe gestattet, die Turbine in einer ziemlich beliebigen innerhalb gewisser Grenzen liegenden Höhe über dem Unterwasser aufzustellen, ohne an Gefälle zu verlieren. Außerdem bieten diese Turbinen noch den Vorteil, dass sie für ihre Umgebung keine Feuchtigkeit veranlassen und deshalb in jedem Raume aufgestellt, evtl. auch mit einer Dynamo-Maschine direkt verbunden werden können, wozu sie sich auch ihrer relativ hohen Umdrehungszahl wegen gut eignen; endlich besteht noch ein Vorteil derselben darin, dass sie leicht und bequem zugänglich sind.

Ihre Regulierung ist die bei den Francis-Turbinen angegebene, System Fink, und der Stillstand der Turbine kann durch einen Schieber, der bei *d*

zwischen Gehäuse und Zuleitungsröhre eingesetzt wird, schnell bewerkstelligt werden. Durch eine entsprechende Erweiterung des Endquerschnittes der Saugröhre kann der mit der Geschwindigkeit c_a verbundene Gefällverlust entsprechend vermindert werden und wenn man außerdem dem Ende des Rohres noch die aus dem Bilde ersichtliche Form giebt, so kann die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers gleichzeitig zur Erzeugung von dessen Abflussgeschwindigkeit benutzt und hierdurch der sonst hierzu nöthige Gefällteil für die Turbinenleistung gewonnen werden, ein Vorteil, den die Druckturbinen nicht bieten.

---

c) Schlusswort.

Sowohl der Techniker als der Wasserkraftbesitzer stehen öfters vor der Aufgabe, für gegebene Wasserverhältnisse einen Motor aufzustellen und ist alsdann die Frage zu entscheiden: „Was ist besser, Wasserrad oder Turbine?"

Rein theoretisch betrachtet und prinzipiell aufgefasst, ist weder dem einen noch dem anderen dieser beiden Motore ein Vorzug einzuräumen, denn beide haben eine theoretische Basis, ohne die keiner von beiden Motoren richtig gebaut werden kann, und von diesem Standpunkte aus haben also beide Motorenarten gleiche Berechtigung.

Wenn man also den Wasserrädern von vornherein eine Berechtigung prinzipiell absprechen und diese nur den Turbinen einräumen will, so kann diese Anschauung vom Standpunkte des Turbinenbauers aus erklärlich erscheinen, vom unparteiischen Gesichtspunkte aus jedoch nicht geteilt werden.

Anders verhält sich die Sache, wenn man sich einem besonderen Falle gegenüber befindet und zu entscheiden hat, ob hier ein Wasserrad oder eine Turbine am Platze sei und hier wird es nötig, den Gesichtskreis etwas enger und vor allem die gegebenen Faktoren Q und H in Erwägung zu ziehen, d. h. zu untersuchen, ob dieselben beständige oder veränderliche Größen bilden, event. innerhalb welcher Grenzen sich die Veränderungen bewegen.

Von diesem Gesichtspunkte aus muss ausgesprochen werden, dass das Anwendungsgebiet der Turbinen ein wesentlich größeres ist, als das der Wasserräder, denn während man die letzteren für kaum mehr als 50 effektive Pferdestärken mit Vorteil bauen resp. anwenden kann, ist es möglich, eine Turbine von mehreren 1000 Pferdestärken, ebenso aber auch nur für einen Bruchteil einer Pferdestärke herzustellen und in allen Fällen einen Wirkungsgrad von 70 bis 80 % zu erzielen.

Wenn also aus den angeführten Gründen und besonders auch ihrer höheren Umdrehungszahl wegen den Turbinen in den meisten Fällen der Vorzug eingeräumt werden muss, so ist dieses doch nicht für alle Fälle zutreffend, denn besonders für mittlere Gefälle von ca. 3 bis 6 Meter und kleinere veränderliche Wassermengen sind rückschlächtige und oberschlächtige Wasserräder den Turbinen überlegen, da der hydraulische Wirkungsgrad der ersteren bei abnehmenden Wassermengen sich erhöht, bei den Turbinen aber

abnimmt, eine Thatsache, die nicht nur durch die praktische Erfahrung bestätigt, sondern auch theoretisch nachweisbar ist. Allerdings wird die Bedeutung der Wasserräder den Turbinen gegenüber, wie dieses ja bereits geschehen, voraussichtlich künftig noch mehr zurücktreten, heute jedoch stehen dieselben — wenigsten die eisernen und gut und richtig gebauten — immer noch in Ehren uud die Zeit dürfte noch ziemlich ferne liegen, wo sie durch die Turbinen vollständig verdrängt sein werden.

Schließlich soll noch eine weitere wichtige Frage erörtert werden, die schon öfters Veranlassung zu Missverständnissen und Prozessen gegeben hat: die Frage des Nutzeffektes einer Wasserkraft resp. eines Motors. Es ist nämlich in manchen Fällen, besonders bei höheren Gefällen, nicht möglich, die Höhenabstände der bei einer Wasserkraft in Betracht kommenden Ober- und Unterwasserspiegel an der Stelle des anzulegenden Motors zu vereinigen, vielmehr erfordern die örtlichen Verhältnisse häufig die Herstellung eines längeren Zu- und Abflusskanales, welch beide natürlich ein gewisses Gefälle haben müssen, wonach sich dann der effektive Höhenabstand des Ober- und Unterwassers feststellen lässt. Die Zuführung des Wassers aus einem Flusse oder Teiche nach der Turbine muss aber auch öfters mittelst Rohrleitungen erfolgen, wobei infolge der Reibung des Wassers an den Rohrwänden ebenfalls ein Teil des Gefälles verloren geht. Da derselbe nicht auf die Turbine einwirken kann, so darf er dieser auch nicht zur Last gelegt, d. h. bei Bestimmung ihrer Wirkungsgrades nicht zu ihren Ungunsten in Rechnung gezogen werden, sondern ist als besonderer Leitungs- oder Reibungsverlust der Wasserkraft zu betrachten. Man hat also zu unterscheiden zwischen Nutzeffekt der Wasserkraft und Nutzeffekt der Turbine und diese beiden Begriffe gut auseinander zu halten, denn es kann recht wohl vorkommen, dass der letztere ein guter, der erstere aber ein geringer ist: wenn z. B. durch die Reibung in der Leitung ein verhältnismäßig großer Gefälleteil verloren geht und dieser bei Feststellung des Nutzeffektes der Turbine, — wie es ja auch richig ist — als für die Turbine nicht vorhanden betrachtet wird. Auch durch unrichtiges Anlegen des Wasserbaues, z. B. unzweckmäßige und ungenügende Querschnittsverhältnisse für den Zu- und Abfluss des Wassers in die Turbine und aus derselben kann die Kraftleistung derselben mehr oder weniger beeinträchtigt werden. Man thut deshalb gut, sich bei allen Wasserkraftanlagen schon im voraus über diese Punkte genügend zu informieren und übergiebt die Berechnung und Feststellung der theoretischen Wasserkraft, sowie der wirklichen Leistung der Turbine, wenn möglich in die Hände derjenigen Fabrik, welcher man die Ausführung der Turbine zu übertragen gedenkt, denn man hat es dann nur mit einem verantwortlichen Faktor zu thun, während man andernfalls nur schwer feststellen kann, wer für etwa vorgekommene Fehler oder Irrtümer verantwortlich zu machen ist.

II. Teil.

Die Theorie der Turbinen.

1. Einleitung.

Wie schon im ersten Teil dieser Schrift betont, reichen die Anfänge des Turbinenbaues bis in das dritte Jahrzehnt des 19. Jahrhunderts zurück; den Hauptanstoß zu dessen weiteren Entwicklung gab jedoch besonders Professor Redtenbacher durch seine in den 40er Jahren erschienene „Theorie der Turbinen", auf der von dieser Zeit ab mit so großen Erfolgen weiter aufgebaut wurde.

Wenn nun auch die Zahl von Turbinenarten, sofern diese nach der äußeren Form, Anordnung resp. Lage der Achse, oder Richtung des Ein- und Austrittes des Wassers unterschieden werden, eine ziemlich große ist, so hat man auf Grund des wichtigsten Merkmales einer Turbine, d. h. der Art und Weise der Wirkung des Wassers oder der Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse desselben in dem Spaltenraum bezw. im Laufrad doch nur zwei Arten zu unterscheiden und zwar:

1) Überdruckturbinen,
2) Druckturbinen.

Bei den ersteren fließt das Wasser aus dem Leitrad in das Laufrad mit der Geschwindigkeit c_e, die nur einem Teil des effektiven Gefälles H entspricht, d. h.:

$$c_e < \sqrt{2gH}, \quad \frac{c_e^2}{2g} < H;$$

bei den Druckturbinen ist

$$c_e = \sqrt{2gH}, \quad \frac{c_e^2}{2g} = H,$$

d. h.: das ganze Gefälle ist in Geschwindigkeit umgesetzt.

Nach den im ersten Teil dieser Schrift über das Wesen und die Ursache des Überdruckes angestellten Betrachtungen wird der nicht in Geschwindigkeit umgesetzte, sondern als Überdruck wirkende Gefälleteil H_r bestimmt durch die Formel:

$$H_r = H - \frac{c_e^2}{2g}$$

und erhält also bei den Druckturbinen seinen kleinsten Wert, d. h. es wird

$$H_r - \frac{c_e^2}{2g} = 0.$$

Diese Formeln lassen erkennen, dass die theoretische Berechnung einer Druckturbine einfacher sein wird, als diejenige einer Überdruckturbine, sofern bei diesen der Faktor c_e nicht, wie bei den Druckturbinen, in einem bestimmten, sondern unbestimmten Verhältnis zu H steht, und dass demgemäß bei der Berechnung derselben außer H noch andere Faktoren zu berücksichtigen sein werden. Durch die nachstehende Theorie soll nun gezeigt werden, wie dieser erste und wichtigste Faktor c_e einer Turbine festzustellen ist.

2. Die Theorie der achsialen Überdruckturbinen.

In *Bild 1 und 2, Tafel 9* sei der Leitrad- und Laufradkanal in seiner Abwicklung für den mittleren Durchmesser D_m einer solchen Turbine dargestellt, deren Spaltenraum in der Höhe des Unterwasserspiegels, also um die Höhe H unter dem Oberwasserspiegel liege; die radiale Breite b der beiden Kanäle sei auf die ganze Höhe h und h_1 konstant, d. h. $= b$, während die verschiedenen Durchflussweiten mit s, s_t und s_1 bezeichnet und für die übrigen Verhältnisse die aus der Figur ersichtlichen Bezeichnungen zu Grunde gelegt werden sollen; endlich sei $\measuredangle\ \beta = 90^0$.

Zunächst sei mit Bezug auf die durch die beiden Parallelogramme dargestellten Bewegungen des Wassers und der Turbine bemerkt, dass aus der absoluten Eintrittsbewegung c_e des Wassers infolge der Bewegung v des Laufrades die relative Eintrittsbewegung w_e des Wassers hervorgeht, die am Wasseraustritt die Größe und Richtung w_a annimmt, welche wiederum in Verbindung mit v die absolute Austrittsbewegung c_a des Wassers ergiebt, mit der dieses das Laufrad verlässt.

Die Bewegungen w_e und c_a seien in Größe und Richtung einander gleich, also vertikal, sowohl der Leitrad- als der Laufradkanal sei mit Wasser angefüllt, bei s_1 der kleinste Querschnitt der letzteren, und endlich gehe der Wasserdurchfluss unter dem Beharrungszustand, sowie stoßfreiem Wassereintritt vor sich. Unter diesen Voraussetzungen ergeben sich zunächst die folgenden Beziehungen:

$$c_e \cdot s \cdot b = w_e \cdot s_t \cdot b = w_a \cdot s_1 \cdot b, \quad s = s_t \cdot sin\alpha.$$

$$w_e = c_e \cdot sin\alpha. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Da $s_1 = s_t \cdot sin\gamma$, so ist

$$w_e \cdot s_t \cdot b = w_a \cdot s_t \cdot sin\gamma \cdot b$$

oder

$$w_a = \frac{w_e \cdot s_t \cdot b}{s_t \cdot sin\gamma \cdot b} = \frac{w_e}{sin\gamma}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Da $\measuredangle\ \gamma$ gewöhnlich 15 bis 20° und somit $sin\gamma = {}^{ca.}\ 0{,}30$ ist, so muss w_a etwa 3 mal größer als w_e und s_t etwa 3 mal grösser als s_1, sowie in s_t eine so große Pressung vorhanden sein, dass w_e auf w_a erhöht werden kann, was zur Folge hat, dass

$$\left.\begin{array}{l} c_e < \sqrt{2gH}, \quad \frac{c_e^2}{2g} < H_1 = H - H_r, \\ \frac{c_e^2}{2g} + H_r = H, \quad H_r = H - \frac{c_e^2}{2g} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

Aus dem Geschwindigkeitsparallelogramm in *Bild 2* folgt ferner:

$$v = w_e \cdot cotg\alpha = w_a \cdot cos\gamma,$$

oder mit Rücksicht auf Gleichung (2):

$$w_e \cdot cotg\alpha = \frac{w_e \cdot cos\gamma}{sin\gamma} = w_e \cdot cotg\gamma,$$

woraus

$$\sphericalangle\, \alpha = \sphericalangle\, \gamma, \quad \ldots \ldots \quad (4)$$

somit ist

$$w_a = \frac{w_e}{sin\gamma} = \frac{w_e}{sin\alpha} = c_e. \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

Für die Druckhöhe w_a ergiebt sich auf Grund der gemachten Voraussetzungen:

$$\frac{w_a^2}{2g} = H_r + \frac{w_e^2}{2g} = H - \frac{c_e^2}{2g} + \frac{w_e^2}{2g}. \quad \ldots \ldots \quad (5)$$

$$w_a^2 = 2gH - c_e^2 + w_e^2, \quad \ldots \ldots \quad (6)$$

$$c_e^2 = 2gH + w_e^2 - w_a^2. \quad \ldots \ldots \quad (8)$$

Durch Einführung der Werte von w_a und w_e der Gleichung (1) und (2) in die Gleichung (8) erhält man

$$c_e^2 = 2gH + c_e^2 \cdot sin^2\alpha - \frac{c_e^2 \cdot sin^2\alpha}{sin^2\gamma}, \quad \ldots \ldots \quad (9)$$

$$2c_e^2 - c_e^2 \cdot sin^2\alpha = 2gH,$$

$$c_e^2\,(2 - sin^2\alpha) = 2gH,$$

$$c_e = \sqrt{\frac{2gH}{2 - sin^2\alpha}} = w_a. \quad \ldots \ldots \quad (10)$$

Ist $\sphericalangle\, \beta \lesseqgtr 90^0$, so ergeben sich auf Grund von *Bild 3, Tafel 9* folgende Beziehungen:

$$v = c_e \cdot \frac{sin\alpha + \beta}{sin\beta}, \quad \ldots \ldots \quad (11)$$

$$w_e = \frac{c_e \cdot sin\alpha}{sin\beta}, \quad \ldots \ldots \quad (12)$$

$$w_e^2 = c_e^2 + v^2 - 2c_e \cdot v \cdot cos\alpha. \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

Setzt man diesen Wert von w_e in die Gleichung (8), so ist

$$c_e^2 = 2gH - w_a^2 + c_e^2 + v^2 - 2c_e \cdot v \cdot cos\alpha, \quad \ldots \ldots \quad (14)$$

$$2c_e \cdot v \cdot cos\alpha = 2gH - w_a^2 + v^2, \quad \ldots \ldots \quad (15)$$

$$2c_e \cdot v \cdot cos\alpha = 2gH - c_a^2, \quad \ldots \ldots \quad (16)$$

$$2c_e \cdot v \cdot cos\alpha = 2g\left(H - \frac{c_a^2}{2g}\right), \quad \ldots \ldots \quad (17)$$

$$2c_e \cdot v \cdot cos\alpha = 2g\,(H - h_{ca}). \quad \ldots \ldots \quad (18)$$

Setzt man $h_{ca} = k \cdot H$, so ist

$$2c_e \cdot v \cdot cos\alpha = 2gH\,(1 - k), \quad \ldots \ldots \quad (19)$$

$$c_e \cdot v \cdot cos\alpha = Hg\,(1 - k), \quad \ldots \ldots \quad (19\,a)$$

$$c_e = \frac{2gH\,(1 - k)}{2v \cdot cos\alpha} = \frac{gH\,(1 - k)}{v \cdot cos\alpha}, \quad \ldots \ldots \quad (19\,b)$$

$$v = \frac{2gH\,(1 - k)}{2 \cdot c_e \cdot cos\alpha} = \frac{gH\,(1 - k)}{c_e \cdot cos\alpha}. \quad \ldots \ldots \quad (19\,c)$$

Unter Benutzung der Gleichung (11) und (19) erhält man

$$2 c_e^2 \frac{\sin a + \beta}{\sin \beta} \cos a = 2 g H (1 - k), \quad \ldots \ldots \quad (20)$$

$$c_e = \sqrt{\frac{\sin \beta}{2 \cdot \sin a + \beta \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{2 g H} = \sqrt{\frac{\sin \beta}{\sin a + \beta \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{g H}. \quad (21)$$

Nach (19 c) ist

$$v^2 = \frac{(2 g H)^2 (1 - k)^2}{4 \cdot c_e^2 \cdot \cos^2 a},$$

somit nach (21)

$$v^2 = \frac{(2 g H)^2 (1 - k)^2}{\frac{4 \cdot \sin \beta \cdot \cos^2 a}{2 \cdot \sin a + \beta \cdot \cos a} \cdot (1 - k) \cdot 2 g H} = \frac{\sin a + \beta \cdot (1 - k) 2 g H}{2 \cdot \sin \beta \cdot \cos a},$$

$$v = \sqrt{\frac{\sin a + \beta}{2 \cdot \sin \beta \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{2 g H} = \sqrt{\frac{\sin a + \beta}{\sin \beta \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{g H}. \quad (22)$$

Aus den Gleichungen (19 b) und (19 c), sowie aus Gleichung (3) ersieht man, dass sowohl v als auch H_r mit abnehmenden Werten von c_e wachsen, mit größeren Werten von c_e dagegen abnehmen, während aus Gleichung (21) ersichtlich ist, dass große $\measuredangle\, a$ und β große c_e und somit kleine H_r und v, kleine Winkel dagegen kleine c_e und große H_r und v ergeben.

Der Zusammenhang zwischen den Winkel-, Druck- und Geschwindigkeitsverhältnissen kann am besten aus einigen Beispielsberechnungen ersehen werden.

Mit Bezug auf den Koefficienten k, welcher den durch die Geschwindigkeit c_a entstehenden Gefälleverlust bedeutet, ist noch zu bemerken, dass derselbe streng genommen nicht konstant, sondern veränderlich und zunächst abhängig von v ist nach der Beziehung:

$$c_a = v \cdot tg \cdot \gamma \quad \text{oder, wenn } \gamma = a, \quad c_a = v \cdot tg a.$$

Da nun aber v sich mit c_e und dieses sich wieder mit den $\measuredangle\, a$ und β ändert und somit auch c_a von letzterem abhängt, so bildet c_a eine veränderliche Größe, die nicht im voraus zu bestimmen, mit Rücksicht auf einen guten Wirkungsrad aber innerhalb bestimmter Grenzen zu wählen ist, gewöhnlich 3 bis 5 % von H beträgt, so dass der Wert von

$$1 - k = 1 - 0{,}04 = 0{,}96$$

angenommen werden kann.

Von besonderem Interesse ist noch der Fall, bei dem $\measuredangle\, \beta = 90^0 - \frac{a}{2}$. Es ist nämlich dann

$$c_e = \sqrt{\frac{\sin \cdot 90 - \frac{a}{2}}{2 \cdot \sin \cdot a + 90 - \frac{a}{2} \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{2 g H} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{2 g H},$$

$$v = \sqrt{\frac{\sin a + 90 - \frac{a}{2}}{2 \cdot \sin 90 - \frac{a}{2} \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{2 g H} = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \cos a}} \sqrt{1 - k} \sqrt{2 g H},$$

$$c_e = \sqrt{\frac{1}{\cos a}}\,\sqrt{1-k}\,\sqrt{gH} = v, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

woraus

$$c_e \cdot v = \frac{(1-k)\,g\,H}{\cos \cdot a},$$

d. i. die frühere Gleichung (19a).

3. Die Druck- und Geschwindigkeits-Verhältnisse einer Überdruckturbine bei verschiedenen Höhenlagen des Spaltes.

(Bild 4, 5 u. 6 auf Tafel 9.)

Wie schon früher erwähnt, liegt den bisherigen Berechnungen die Annahme zu Grunde, dass der Spalt in der Höhe des Unterwasserspiegels liege, der Faktor H, also sowohl das Gefälle als auch den Vertikalabstand der Spaltebene vom Oberwasserspiegel bedeute.

Dieser Fall kann als die normale Aufstellungsweise einer achsialen Überdruckturbine betrachtet werden, unterliegt jedoch in der Praxis des öfteren einer Änderung, sofern es besondere Verhältnisse manches mal geboten und zweckmäßig erscheinen lassen können, die Turbine in einer gewissen Höhe über oder unter dem Unterwasserspiegel aufzustellen. — Zieht man zunächst den ersteren durch das *Bild 4* dargestellten Fall in Betracht, in welcher h_o den Abstand der Spaltebene vom Oberwasserspiegel und h_u den Abstand derselben vom Unterwasserspiegel bedeutet — so wird unter der Voraussetzung, die selbstredend bei jeder richtig arbeitenden Überdruckturbine zutreffen muss — dass die Wassersäule h_u mit der Wassersäule h_o in ununterbrochener Verbindung steht, der Faktor c_e ebenso unter dem Einflusse von H stehen, als wenn die Turbine ohne Sauggefäll arbeitete, also normal aufgestellt wäre, d. h. die Faktoren c_e, w_e, v und w_a werden bei gleichen Winkelverhältnissen in beiden Fällen gleiche Größe haben. — Anders verhält es sich dagegen mit dem Faktor H_r, denn da bei *Bild 4, Tafel 9,* auf die Spaltfläche der Turbine nur die Wassersäule h_o drückt, so ist

$$H_r = H - \frac{c_e^2}{2g} - h_u = h_o - \frac{c_e^2}{2g} \quad \text{oder} \quad H_r + \frac{c_e^2}{2g} = h_o$$

$$\text{oder} \quad H_r + h_u + \frac{c_e^2}{2g} = H.$$

$$\frac{w_a^2}{2g} = H_r + \frac{w_e^2}{2g} + h_u = h_o - \frac{c_e^2}{2g} + \frac{w_e^2}{2g} + h_u = \frac{2g\,(h_o + h_u) - c_e^2}{2g} + \frac{w_e^2}{2g}$$

$$w_a = \sqrt{2gH - c_e^2 + w_e^2}.$$

Aus *Bild 6, Tafel 9,* ist ersichtlich, dass die auf die Spaltebene drückende Wassersäule durch $h_u - h_o = H$ dargestellt wird, ein Sauggefälle h_u nicht vorhanden ist und sowohl die Druck- als auch die Geschwindigkeitsverhältnisse genau dieselben sein müssen, wie bei der normalen Aufstellung von *Bild 5, Tafel 9.*

Mit Bezug auf alle drei Aufstellungsarten einer Überdruckturbine gelangt man also zu dem folgenden Resultat:

Die Geschwindigkeitsverhältnisse des Wassers und der Turbine sind unabhängig von der Aufstellung resp. Höhenlage derselben und nur abhängig von dem effektiven Gefälle H, somit für ein bestimmtes Gefäll konstant; dagegen vermindert sich bei Aufstellung der Turbine über dem Unterwasserspiegel deren Überdruck mit dem Maße dieser Höhenlage.

Hiernach ist:

$$H_r \text{ positiv, wenn } h_u + \frac{c_e^2}{2g} < H.$$

$$H_r = 0, \quad \text{wenn } h_u + \frac{c_r^2}{2g} = H.$$

$$H_r \text{ negativ, wenn } h_u + \frac{c_r^2}{2g} > H.$$

Im Zustande der Ruhe könnte $h_u = h_a$ d. h. gleich der Höhe des Atmosphärendruckes sein, welcher sowohl auf den Ober- als Unterwasserspiegel wirkt; da jedoch das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit die Turbine verlässt und durch das Saugrohr abfließt, so wirkt auch noch eine dieser Geschwindigkeit entsprechende Wassersäule dem Drucke h_a entgegen und da außerdem das Wasser selbst eine gewisse Menge atmosphärische Luft mit sich führt, die ebenfalls mit einer gewissen Höhe h_x dem atmosphärischen Drucke (h_a) entgegenwirkt, so ist die zulässige Höhe h_u um diese Gegenmomente zu vermindern, d. h.:

$$h_u = h_a - h_{ra} - h_x.$$

Die Werte von h_x wachsen natürlich mit dem Quadrat des Saugrohr-Durchmessers und werden gewöhnlich auf Grund der Erfahrung angenommen.

4. Die Widerstände und Gefällverluste in einer achsialen Überdruckturbine und der Wirkungsgrad.

Die wirkliche Umdrehungszahl einer nach der vorstehenden Theorie berechneten Turbine würde mit der Berechnung nicht ganz übereinstimmen, da in derselben die Faktoren noch nicht berücksichtigt sind, die auf die Bewegungen und Geschwindigkeiten des durch eine Turbine fließenden Wassers einen hemmenden Einfluss ausüben und infolgedessen auch die theoretische Umdrehungszahl der Turbine um ein gewisses Maß vermindern. Um dieses berechnen und bei der Berechnung berücksichtigen zu können, sollen nun im Nachstehenden die Zahl, Art und Größe dieser Faktoren im Einzelnen und im Ganzen festgestellt, vorher aber noch ein anderer Punkt resp. die Frage erledigt werden, ob die bisherigen Berechnungen noch eine Änderung dadurch erleiden, dass die Kanäle einer Turbine nicht wie bis jetzt angenommen, eine gerade, sondern eine kreisförmige Bewegung machen und diese auch auf das in ihnen befindliche Wasser übertragen.

Da die Kanäle einer Überdruckturbine vom Wasser völlig ausgefüllt sind, so steht es zunächst außer Frage, dass letzteres infolge der kreisförmigen Bewegung der Turbine einer centrifugalen Wirkung unterliegt. Dieselbe wird jedoch von dem äußeren Gusskranz der Turbine aufgenommen d. h. dieser Kranz erhält allerdings einen centrifugalen Druck von dem Wasser, dieses selbst wird aber durch den ersteren an einer centrifugalen Bewegung verhindert und somit gezwungen, sich nur in achsialer Richtung zu

bewegen und in dieser die Turbine zu durchfließen, so dass die oben gestellte Frage also zu verneinen ist.

Was nun die schon erwähnten Faktoren anbelangt, die sich den Bewegungen der Turbine entgegensetzen und deshalb als Widerstände bezeichnet werden, so unterscheidet man zwei Arten derselben und zwar:

1) Hydraulische Widerstände, das sind diejenigen, welche die Bewegung des die Turbine durchfließenden Wassers hemmen,
2) Arbeitswiderstände, das sind diejenigen, welche die Bewegung der Turbine selbst, hemmend beeinflussen.

Da durch die erstgenannten Widerstände die lebendige Kraft des Wassers, also der Krafterzeuger, d. h. das Gefälle beeinflusst wird, so nennt man dieselben Gefällverluste, während die durch die Arbeitswiderstände verursachten Verluste, Arbeitsverluste genannt werden und allerdings ebenfalls in entsprechende Gefällverluste verwandelt werden können.

Die Ursachen der hydraulischen Widerstände sind folgende:

1) Die Krümmung der Leitradschaufeln und die Reibung des Wassers an demselben.
2) Der Übergang des Wassers vom Leitrad ins Laufrad.
3) Die Krümmung der Laufradschaufeln und die Reibung des Wassers an denselben.
4) Die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrad.

Setzt man für die Gefällteile, welche zur Überwindung dieser Widerstände aufgewendet werden müssen und für die Leistung der Turbine verloren gehen, der obigen Reihenfolge entsprechend einzelne Bezeichnungen und entsprechende Werte ein, so kann man annehmen:

$$
\begin{array}{rl}
1) & h_{r_1} = \text{ca. } 0{,}040 \\
2) & h_{c_2} = \text{ca. } 0{,}030 \\
3) & h_{r_3} = \text{ca. } 0{,}040 \\
4) & h_{r_4} = \text{ca. } 0{,}040 \quad (h_{ca}) \\
\hline
\text{im Ganzen:} & \text{ca. } 0{,}150.
\end{array}
$$

D. h. die Gefällverluste einer solchen Turbine betragen etwa 15 % und können als ziemlich konstant angenommen werden.

Die Arbeitsverluste entstehen durch folgende Ursachen:

1) Durch den Wasserverlust durch den Spalt.
2) Durch die Reibung des Laufrades bei seiner Bewegung im Wasser sowie durch Lagerreibung der Turbinenwelle.

Diese Verluste unterliegen einer Änderung in ihrem prozentuellen Verhältnis zu der ganzen Leistung, können aber ungefähr zu 6 bis 8 % angenommen werden.

Bedeutet nun

h_1 die Summe der hydraulischen Verluste,
h_2 die Summe der Arbeitsverluste,
N_a die absolute oder theoretische Leistung der Wasserkraft,
N_h die Leistung, welche das Laufrad an die Turbinenwelle abgiebt,
N_e die Leistung, welche die Welle an die Haupttransmission abgiebt,

μ_h den hydraulischen Wirkungsgrad $= \frac{N_h}{N_a}$,

μ_e den wirklichen oder mechanischen Wirkungsgrad $= \frac{N_e}{N_a}$, so ist, wenn man $N_a = 1$ setzt: $\mu_h = N_h = N_a - h_1 = 1{,}00 - 0{,}15 = 0{,}85$,

$\mu_e = N_e = N_a - h_1 - h_2 = N_h - h_2 = 0{,}85 - 0{,}07 = 0{,}78.$

Mit Rücksicht auf diese Verluste wird man nun in die früheren zur Berechnung der Wassergeschwindigkeiten aufgestellten Formeln für den Faktor H nicht den vollen, sondern nur den nach Abzug der Verluste übrigbleibenden Wert desselben einzusetzen haben.

Da nun aber der Verlust h_{c_4} $(= h_{ca})$ in den Gleichungen 21 und 22 durch den Koefficienten $\sqrt{1-k}$ ausgedrückt, in der Gleichung 10 dagegen durch Umformung von w_e und w_a in trigonometrische Funktionen von c_e und $\measuredangle\, \alpha$ enthalten, in beiden Gleichungen also schon berücksichtigt ist, so hat man von H nur noch die Verluste 1 bis 3 in Abzug zu bringen und erhält alsdann, wenn man $H = 1$ setzt und das übrigbleibende Gefälle mit H_{ce} bezeichnet.

$H_{ce} = 1 - (0{,}04 + 0{,}03 + 0{,}04) = 1 - 0{,}11 = 0{,}89$; woraus

$$c_e = \sqrt{\frac{1}{2 - sin^2 a}}\sqrt{0{,}89}\sqrt{2 g H} = \sqrt{\frac{1}{2 - sin^2 a}}\, 0{,}943\sqrt{2 g H} \quad \ldots \quad (10\,a)$$

$$c_e = \sqrt{\frac{sin\beta}{2 \cdot sin \cdot a + \beta \cdot cos a}}\sqrt{0{,}96}\sqrt{0{,}89}\sqrt{2 g H}$$

$$\left.\begin{aligned} c_e &= \sqrt{\frac{sin\beta}{2 \cdot sin \cdot a + \beta \cdot cos a}} \cdot 0{,}924\sqrt{2 g H} \ldots\ldots \\ c_e &= \sqrt{\frac{sin\beta}{sin a + \beta \cdot cos a}}\, 0{,}924\sqrt{g H} \ldots\ldots \end{aligned}\right\} (21\,a)$$

Mit Rücksicht auf die Gleichungen 19 erhält man

$$v \cdot c_e \cdot cos a = 0{,}89 \cdot 0{,}96 \cdot g H = 0{,}85 \cdot g \cdot H.$$

$$c_e = \frac{0{,}855\, g H}{v \cdot cos a}, \quad v = \frac{0{,}855\, g H}{c_e \cdot cos a}.$$

Für $\measuredangle\, \beta = 90^0$

$$v^2 = {}^{ca.}\, 0{,}855\, g H, \; v = \sqrt{0{,}855\, g H} = 0{,}924 \cdot \sqrt{g H}.$$

$$c_e^2 = \frac{0{,}855\, g H}{cos^2 a}, \; c_e = \frac{v}{cos a}.$$

5. Die Winkel- und Geschwindigkeits-Verhältnisse in einer achsialen Überdruckturbine in verschiedenen Achsenabständen.

Wie schon im Abschnitt 2 bemerkt, ist die vorstehende Theorie für den mittleren Durchmesser D_m einer Turbine aufgestellt; im Nachstehenden soll deshalb noch untersucht werden, wie sich die Geschwindigkeitsverhältnisse für die Durchmesser D_i und D_a resp. für jeden dazwischen liegenden Durchmesser gestalten. Zunächst sei betont, dass alle früheren Überdruck-

turbinen mit nach dem Gesetz einer Schraubenfläche geformten Schaufeln versehen waren, deren Teilung also im direkten Verhältnis zu den Durchmessern stand, wodurch die verschiedenen Grössen des $\measuredangle\, a$ für jeden Durchmesser des Schaufelraumes gegeben waren. Da ferner mit einem gewissen Werte von v für D_m auch für alle übrigen Durchmesser die Werte von v feststehen, so sind damit auch die Querschnitts- und Geschwindigkeitsverhältnisse festgelegt, die für die Durchmesser D_m, D_i und D_a in den ***Bildern 7 bis 9, Tafel 9*** dargestellt sind und erkennen lassen, dass für D_i und D_a sowohl mit Bezug auf Größe, als Richtung der Geschwindigkeiten im Vergleich zu denen für D_m Differenzen bestehen, die am Eintritt des Wassers in das Laufrad einen Wasserstoß und am Austritt desselben aus dem letzteren größere Geschwindigkeiten c_a und somit entsprechend größere direkte Gefällverluste verursachen, den Wirkungsgrad der Turbine also vermindern. Diese Differenzen werden natürlich mit der radialen Breite b größer und können somit durch kleine Werte von b entsprechend beschränkt werden, was aber wieder größere Durchmesser zur Folge hat. Um diesen Missstand zu beseitigen, muss man also den Schaufeln eine andere Form geben, zu deren Entstehungsgesetz die Formel 19 a die Grundlage bietet und welche ausspricht:

Dass für ein gegebenes Gefälle H das Produkt

$$v \cdot c_e \cdot \cos a = g\,H\,(1 - k)$$

d. h. einen konstanten Wert bildet, aus dem sich der Faktor c_e für jeden Achsenabstand berechnen lässt nach der Formel:

$$c_e = \frac{g\,H\,(1-k)}{v \cdot \cos a}.$$

Nimmt man beispielsweise für D_m den Winkel $\beta = 90^0$ an und zeichnet dementsprechend das Eintrittsparallelogramm auf, so erkennt man, dass $c_e \cdot \cos a$ die horizontale Projektion von c_e auf die Spaltebene und dass für den Durchmesser D_m, $c_e \cdot \cos a = v$ ist.

Da nun für alle Durchmesser $v \cdot c_e \cdot \cos a = g\,H\,(1 - k)$ sein muss, so ist auch

$$v_i \cdot c_{ei} \cdot \cos a_i = v_a \cdot c_{ea} \cdot \cos a_a = v \cdot c_e \cdot \cos a = g\,H\,(1 - k),$$

somit

$$c_{ei} \cdot \cos a_i = v_a = \frac{v \cdot c_e \cdot \cos a}{v_i} = \frac{v^2}{v_i},$$

$$c_{ea} \cdot \cos a_a = v_i = \frac{v \cdot c_e \cdot \cos a}{v_a} = \frac{v^2}{v_a}.$$

Nimmt man ferner an, dass die vertikalen Komponenten der relativen Eintrittsbewegung konstant, also für alle Durchmesser gleich w_e seien und zeichnet man die nun festgestellten Werte auf, so ergiebt sich weiter:

$$w_e = v \cdot tg \cdot a = v_a \cdot tg \cdot a_i = v_i \cdot tg a_a,$$

woraus

$$tg a_i = \frac{w_e}{v_a}, \quad tg a_a = \frac{w_e}{v_i},$$

$$c_{ei} = \frac{v_a}{\cos \cdot a_i}, \quad c_{ea} = \frac{v_i}{\cos \cdot a_i},$$

$$tg \cdot \beta_i = \frac{c_{ei} \cdot \sin \alpha_i}{v_i - c_{ei} \cdot \cos \alpha_i} = \frac{w_e}{v_i - v_a}$$

$$tg \cdot \beta_a = \frac{c_{ea} \cdot \sin \alpha_a}{v_a - c_{ea} \cdot \cos \alpha_a} = \frac{w_e}{v_a - v_i}$$

Hieraus und aus den ***Bildern 7 bis 9, Tafel 9*** ergiebt sich, dass die $\measuredangle\, \alpha$ im Gegensatz zu der früheren Schaufelform für D_i kleiner, für D_a dagegen größer werden, als für D_m, während die $\measuredangle\, \beta$ entsprechend den Richtungen der Geschwindigkeiten w_{ea} und w_{ei} nach außen zu abnehmen, nach innen zu dagegen wachsen, ein Wasserstoß aber beim Eintritt nicht mehr stattfindet.

Infolge dieser Winkelverhältnisse wird der Überdruck für D_i um so viel geringer, wie für D_m, als er sich für D_a erhöht, d. h. das Wasser wird mit einem Druck von der Höhe $\frac{c_{ei}^2}{2g} - \frac{c_{ea}^2}{2g}$ nach innen gepresst. Da nun die Centrifugalkraft das Wasser mit einer Höhe von $\frac{v_a^2}{2g} - \frac{v_i^2}{2g}$ nach außen presst und beide Druckhöhen einander gleich sind, so wird durch die neue Schaufelform das centrifugale Bestreben des Wassers aufgehoben, die Schaufelkanten werden aber in der Spaltebene nicht mehr eine radiale, sondern excentrische Richtung erhalten.

Der Hauptvorteil dieser Schaufelform besteht darin, dass infolge der verschiedenen Druckverhältnisse im Spalt, das Wasser mit verschiedenen, den Umfangsgeschwindigkeiten entsprechenden relativen Geschwindigkeiten die Laufradkanäle in ihrer ganzen Breite b in parallelen Wasserfäden durchfließt und verlässt und die Geschwindigkeiten w_a infolgedessen Größen erhalten, welche in Verbindung mit den verschiedenen Werten von v für die Geschwindigkeiten c_a auf die ganze Breite b senkrechte Richtung und gleiche Größe ergeben, so dass also die Geschwindigkeitsdifferenzen beseitigt sind und der Wirkungsgrad der Turbine entsprechend erhöht ist.

Diese Beseitigung ist aber nur möglich, so lange das Verhältnis $\frac{b}{D_m} \leqq 0{,}2$ ist, weshalb dieser schon früher angegebene Wert auch bei der neuen Schaufelform nicht überschritten werden sollte. Die Ursache hiervon ist darauf zurückzuführen, dass den Beziehungen, in denen der Faktor v einerseits zu den Durchmessern, andererseits aber gemäß der Formel (22) auch zu den $\measuredangle\, \alpha$ und β steht, nur bis zu dem für b angegebenen Grenzwert entsprochen werden kann.

6. Der absolute Wasserweg.

Im Nachstehenden sollen die bisher über die absoluten und relativen Bewegungen des Wassers in einer Turbine angestellten und nur auf den Eintritt und Austritt desselben beschränkten Betrachtungen ergänzt, d. h. auf pen ganzen, einen Laufradkanal durchfließenden Wasserkörper einer achsialen Überdruckturbine ausgedehnt werden.

Zu diesem Zwecke sei durch *Bild 10, Tafel 9* wieder ein Leit- und



Laufrad einer solchen Turbine dargestellt, in welcher die Linie $a - f$ den mittleren Wasserfaden des relativen Strahles bilde, der bei a unter einem $\measuredangle\ \beta = 90^0$ in das Laufrad eintrete und in beliebige Anzahl Teile eingeteilt sei, so dass sich z. B. für das vorstehende Bild die Punkte a, b, c, d, e und f ergeben. Der Punkt a bilde den Eintrittspunkt des Wassers in das Laufrad und somit zugleich den gemeinschaftlichen Anfangspunkt für dessen absolute und relative Bewegung, der Punkt f dagegen den Endpunkt der letzteren Bewegung und es soll nun festgestellt werden, welche Lage sowohl der Endpunkt f als auch die Zwischenpunkte b, c, d, und e absolut oder im Raume betrachtet, erhalten für die Zeit, in der ein bei a in das Laufrad eingetretenes Wasserteilchen nach dem Punkt gelangt ist.

Dieser liegt unter der Spaltebene um die Höhe h_f, die er zurückgelegt hat in der Zeit t_f, die sich bestimmt nach der Beziehung:

$$t_f = \frac{h_f}{w_e}.$$

Während dieser Zeit hat aber das Laufrad und mit diesem auch der Punkt f eine horizontale Bewegung v_f gemacht, die zu v in demselben Verhältnis steht, wie h_f zu w_e, d. h.

$$\frac{v_f}{v} = \frac{h_f}{w_e}, \quad v_f = v \cdot t_f,$$

welcher Wert auf der durch f gezogenen Horizontalen abgetragen in f_1, die absolute Lage des Punktes f ergiebt. Durch dasselbe Verfahren kann man für die übrigen Punkte des relativen Strahles deren absolute Lage erhalten, die mit einander verbunden eine Kurve ergeben, welche die absolute Bahn des Wassers oder den absoluten Wasserweg darstellt, an dessen Ende das Wasser in der Richtung und mit der Geschwindigkeit c_a das Laufrad verlässt.

Da die Kanäle vom Wasser völlig ausgefüllt werden, so müssen für einunddieselbe Horizontalebene relativer und absoluter Wasserstrahl gleiche Ausdehnung haben, die man, sobald ein Kanal aufgezeichnet ist, einfach vom relativen Strahl auf den absoluten übertragen kann und wodurch man ein Bild erhält, das über die zwischen diesen beiden Bewegungen bestehenden Wechselbeziehungen einen gewissen Überblick gewährt und das Verständnis für diese Vorgänge etwas erleichtert.

7. Die Zahl und Form der Schaufeln und der Durchmesser einer achsialen Überdruckturbine.

Dem schon früher aufgestellten Grundsatze gemäß soll bei dem Bau von Wassermotoren die Stoßwirkung des Wassers völlig vermieden werden. Da sich dieses aber nur für einen unendlich dünnen Wasserstrahl resp. nur für eine Wasserlinie erreichen lässt, und alle außerhalb derselben gelegenen Wasserteile einen Stoß verursachen, so hat man also das Wasser in möglichst dünnen Strahlen in die Turbine einzuführen, d. h. derselben möglichst viel Schaufeln zu geben.

Da aber mit der Zahl der Schaufeln auch die Reibung des Wassers an

denselben größer wird, so darf man mit Rücksicht hierauf, sowie auch noch auf andere Faktoren praktischer Art die erstere nicht allzu groß nehmen und bestimmt dieselbe am besten erfahrungsmäßig nach der Formel

$$z = {}^{ca.}\, 20 \sqrt{D_m}.$$

Das Verhältnis der Schaufelzahl z des Leitrades zu derjenigen z_1 des Laufrades betreffend, so empfiehlt es sich, bei radial gerichteten Schaufelkanten oder bei schraubenflächenförmigen Schaufeln

$$z_1 = z + 1$$

zu nehmen, um zu vermeiden, dass gleichzeitig alle Laufradschaufeln unter den Leitkanälen stehen und dieselben nicht unwesentlich verengen; dagegen kann bei der anderen auf den Grundlagen der Formeln 19 fußenden Schaufelform

$$z_1 = z$$

genommen werden, da bei dieser die Schaufelkanten excentrische Richtung haben, die eben erwähnte Lage der Schaufelkanten deshalb nicht eintreten kann und somit der nachteilige Einfluss der Laufradschaufeln mehr ausgeglichen wird.

Die Form der Schaufeln anlangend, so muss deren oberer Teil vor allem eine stetig gekrümmte Kurve bilden und sich so an den unteren geraden Teil anschließen, dass eine Kontraktion des Wassers vermieden wird, weshalb sich die Kurve nach unten keinesfalls über die Schnittpunkte c und c_1 *(Bild 11, Tafel 9)* hinaus erstarken darf, während man den oberen Teil bez. den Anfang der Kurve unter 90^0 an die obere Radebene anschließen lassen kann.

Die Höhe des Leit- und Laufrades kann man ungefähr gleich groß, d. h.

$$h_1 = h$$

machen und dafür ungefähr den Wert von t annehmen, welchen Verhältnissen eine Schaufellänge

$$l = {}^{ca.}\, 1{,}6\, t \text{ bis } 1{,}65\, t$$

entsprechen wird, wenn t die Teilung derselben bedeutet.

Was nun den Durchmesser einer achsialen Überdruckturbine betrifft, so hat man hierunter immer den mittleren, d. h. denjenigen Durchmesser zu verstehen, welcher sich in der Spaltebene gemessen, für den Mittelkreis des Schaufelraumes ergiebt, so dass auf Grund von *Bild 12, Tafel 9* die zwischen dem mittleren, äusseren und inneren Durchmesser bestehenden Beziehungen sich folgendermaßen ausdrücken lassen:

$$D_m = \frac{D_a + D_i}{2} = D_a + b = D_i - b,$$

$$D_a = D_m + b = D_i + 2b,$$

$$D_i = D_m - b = D_a - 2b.$$

Bedeutet ferner

F den Gesamtquerschnitt aller Laufradkanäle an ihrer engsten Stelle,
s die normale lichte Weite eines solchen Kanales für den Durchmesser D_m,
t die Teilung der Schaufeln im Leitrad,
z die Anzahl der Schaufeln im Leitrad,
δ die Stärke der Schaufeln im Leitrad und im Laufrad, so ist

$$F = \frac{Q}{c_e} = s \cdot b \cdot z, \quad z = \frac{D_m \cdot \pi}{t},$$

$$s + \delta = t \cdot sin \cdot a.$$

Bringt man den Faktor δ in Beziehung zu s und setzt

$$\frac{\delta}{s} = k_\delta \quad \text{oder} \quad \delta = k_\kappa \cdot s,$$

so ist

$$s + k_\delta \cdot s = t \cdot sin \cdot a$$

oder

$$s\,(1 + k_\delta) = t \cdot sina,$$

$$s = \frac{t \cdot sina}{1 + k_\delta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (24)$$

Bringt man ferner den Faktor b in Beziehung zu D_m und setzt

$$\frac{b}{D_m} = k_b \quad \text{oder} \quad b = k_b \cdot D_m,$$

so ist

$$F = \frac{t \cdot sina \cdot k_b \cdot D_m \cdot D_m \cdot \pi}{1 + h_\delta \cdot t} = \frac{sina \cdot k_b \cdot \pi \cdot D_m^2}{1 + k_\delta},$$

$$D_m = \sqrt{\frac{1 + k_\delta}{sina \cdot k_b \cdot \pi}} \cdot \sqrt{F}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (25)$$

Für die Werte von k_δ kann man annehmen

$k_b = 0{,}2$ *bis* $0{,}22$ (für Schaufeln aus Gusseisen)

$k_\delta = 0{,}1$ *bis* $0{,}11$ (für Schaufeln aus Stahl- oder Eisenblech).

8. Die radialen Überdruckturbinen.

a) Einleitung.

Die erste Radialturbine mit innerer Beaufschlagung baute der franz. Ingenieur Fourneyron im Jahre 1833, während der Mühlenbaumeister Nagel in Hamburg bald darauf Turbinen dieses Systemes in Deutschland einführte, jedoch mit der Änderung, dass er das Aufschlagwasser nicht wie Fourneyron von oben nach unten, sondern von unten nach oben in die Turbine einführte und auch die Regulierung der Kanäle anders anordnete, wie Fourneyron, was auch schon früher besprochen wurde.

Nachdem jedoch der deutsche Ingenieur Henschel und der Franzose Jonval mit ihren achsialen Überdruckturbinen hervorgetreten waren und Prof. Redtenbacher seine Turbinentheorie veröffentlicht hatte, nahm der Bau dieser Turbinen in Deutschland eine größere Ausdehnung an, während in Amerika von dem Ingenieur Francis Ende der 40er Jahre mit gutem Erfolg Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung gebaut und in den 60er Jahren durch Prof. Kankelwitz in Deutschland eingeführt wurden, wo dieselben zuerst durch die Firma J. M. Voith in Heidenheim zur Ausführung kamen.

b) Die Theorie der radialen Überdruckturbine.

Denkt man sich die vertikale Mittelebene $e - e$ des Leit- und Laufrades einer achsialen Überdruckturbine *Bild 13, Tafel 9* um den Punkt a

um 90° nach rechts, also der Achse zu gedreht, so wird die horizontale Spaltebene in die vertikale Richtung übergehen, das Leitrad der Turbine wird nicht mehr oberhalb, sondern innerhalb des Laufrades liegen, das Wasser nicht mehr senkrecht von oben, sondern wagerecht von innen in das Leitrad eintreten und die Achsialturbine von *Bild 13, Tafel 9* wird in die Radialturbine von *Bild 14, Tafel 9* und zwar in eine solche mit innerer Beaufschlagung übergegangen sein.

Durch eine Drehung der Spaltebene $e - e$ nach links erhält man die Turbine, *Bild 15, Tafel 9*, d. h. eine Radialturbine mit äußerer Beaufschlagung. Bei der Turbine von *Bild 14* bildet der horizontale Abstand der Spaltfläche von der geometrischen Achse den inneren Radius R_i des Laufrades, bei *Bild 15, Tafel 9* dagegen den äußeren Radius R_a desselben und wenn man sich diese Radien unendlich groß denkt, so hat man wieder die Verhältnisse einer Achsialturbine vor sich, für welche die vorstehende Theorie ebenfalls Anwendung finden könnte. Da die Praxis jedoch bestimmte und begrenzte Durchmesser fordert und bei den Radialturbinen die Wasserbewegung central vor sich geht, so kann hier die Centrifugalkraft nicht, wie bei den Achsialturbinen, vernachlässigt werden, vielmehr bildet dieselbe hier einen Faktor, der die Wasserbewegung beeinflusst und deshalb entsprechend berücksichtigt werden muss.

Durch *Bild 16, Tafel 9* ist eine Radialturbine mit innerer, durch *Bild 17, Tafel 9* dagegen eine solche mit äußerer Beaufschlagung dargestellt. Zunächst ist zu beachten, dass infolge der rechtwinkligen Ablenkung des Wassers, die dasselbe bei seinem Übergang von der Turbinenkammer in das Leitrad erfährt, die hydraulischen Widerstände bez. Verluste sich um etwa $2\frac{1}{2}$ % erhöhen, so dass man also bei diesen Turbinen als wirksames Gefälle nicht $0{,}89\ H$, sondern $0{,}865\ H$ einzusetzen hat, d. h. es ist für $\measuredangle\ \beta = 90°$

$$c_e = \sqrt{\frac{1}{2 - \sin^2 a}}\ \sqrt{0{,}865}\ \sqrt{2gH} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10\,b)$$

oder für andere Werte von $\measuredangle\ \beta$

$$c_e = \sqrt{\frac{\sin\beta}{2 \cdot \sin a + \beta \cdot \cos a}}\ \sqrt{1 - k}\ \sqrt{0{,}865}\ \sqrt{2gH}. \quad . \quad (21\,b)$$

Bei der Turbine in *Bild 14* wird das Wasser bei seinem Durchfluss durch das Laufrad um das der dabei auftretenden Centrifugalkraft entsprechende Maß $\frac{v_a^2}{2g} - \frac{v_i^2}{2g}$ beschleunigt, so dass sich für die Geschwindigkeit w_a folgende Gleichung ergiebt:

$$w_a = \sqrt{w_e^2 + 2gH - c_e^2 + v_a^2 - v_i^2}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

Bei der Turbine in *Bild 15* findet in demselben Maße eine Verzögerung des Wasserdurchflusses statt, so dass

$$w_a = \sqrt{w_e^2 + 2gH - c_e^2 - v_a^2 + v_i^2}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (27)$$

Natürlich sind auch in dieser Formel noch die Verluste zu berücksichtigen, d. h. der Wert von H mit 0,865 zu multiplizieren. Infolge des Ein-

flusses der Centrifugalkraft wird w_a bei einer von außen beaufschlagten Radial- (Francis-) Turbine wesentlich kleiner, als bei einer Achsialturbine, was natürlich einen entsprechend größeren Austrittsquerschnitt der Laufradkanäle erfordert, der behufs Vermeidung eines zu großen Austrittswinkels γ eine Verbreiterung des Laufrades in achsialer Richtung, d. h. von der Breite b auf b_1 nötig macht, die durch die aus *Bild 18, Tafel 9* ersichtliche Querschnittsform erzielt wird, welche wiederum den Vorteil bietet, dass das durch das Laufrad fließende Wasser ganz allmählich von seiner wagerechten Eintrittsrichtung in die senkrechte Austrittsrichtung abgelenkt und ein Gefälleverlust möglichst vermieden wird. Durch eine wesentliche Verbreiterung des Laufradkranzes von b auf b_1 ist man also in der Lage, auch den Austrittsquerschnitt der Kanäle wesentlich zu erhöhen, den Durchmesser entsprechend zu vermindern und dadurch eine relativ hohe Umdrehungszahl der Turbine zu erzielen. Ein weiterer Vorteil dieser Turbinen besteht noch darin, dass bei denselben die einzelne Wasserfäden der die Kanäle durchfließenden Wasserkörper nicht, wie bei den Achsialturbinen, eine gegenseitige Verschiebung erleiden, sondern in gleichmäßig paralleler Lage zu einander das Laufrad durchfließen und gleichzeitig verlassen.

9. Die achsialen Druckturbinen.

Unter Druckturbinen versteht man solche Turbinen, bei denen im Spaltenraum kein Überdruck, sondern nur atmosphärischer Druck herrscht. Infolgedessen fließt das Wasser aus den Leitkanälen mit der ganzen der Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit und wäre demnach, wenn H das Gefälle bedeutet:

$$c_e = \sqrt{2gH}.$$

Da nun aber die Bedingung eines atmosphärischen Druckes im Laufrad die weitere Bedingung nach sich zieht, dass das letztere anstatt im Wasser, in freier Luft umlaufe und seine Kanäle mit dieser in Verbindung stehen, so muss die Spaltebene oder der Ausflussquerschnitt der Leitkanäle sich ebenfalls in einer gewissen Höhe über dem Unterwasserspiegel befinden, was natürlich auch eine entsprechende Verminderung von c_e zur Folge hat, da man bei dessen Berechnung nicht das ganze Gefälle H einsetzen darf, sondern nur den Teil desselben, der nach Abzug der Höhe übrig bleibt, um welche die Spaltebene über dem Unterwasserspiegel liegt.

Bezeichnet man diesen Gefällteil mit H_l und bedeutet ferner auf Grund von *Bild 19 u. 20, Tafel 9,* f das sogenannte Freihängen d. h. den Abstand der Laufrad-Unterkante vom Unterwasserspiegel,

h_1 die achsiale Höhe des Laufrades, so ist

$$H_l = H - (f + h_l) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (28)$$

$$c_e = \sqrt{2gH_l} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

Im Rückblick auf die Formel (21) erkennt man, dass c_e den durch Formel (29) ausgedrückten Wert erhält, wenn der Faktor

$$\frac{\sin\beta}{2\sin\alpha + \beta \cdot \cos\alpha} = 1 \text{ wird,}$$

was der Fall ist, wenn $\sphericalangle\, \beta = 180 - 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (30)$

Unter dieser Voraussetzung und Bezugnahme auf *Bild 13* ergeben sich die folgenden weiteren Beziehungen,

$$w_e = c_e \frac{\sin \cdot a}{\sin \cdot \beta} = v \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (31)$$

Da nun das ins Laufrad mit der Geschwindigkeit w_e eingetretene Wasser zwar keine weitere Pressung erhält, jedoch auf die Höhe h_1 des Laufrades noch unter dem Einfluss der Schwerkraft steht und eine dementsprechende Beschleunigung erfährt, so berechnet sich die Geschwindigkeit w_a nach der Formel

$$w_a = \sqrt{w_e^2 + 2 g h_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (32)$$

Unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände des Wassers im Leit- und Laufrad kann man setzen:

$$c_e = 0{,}95 \sqrt{2 g H_l} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (29a)$$

$$w_a = 0{,}95 \sqrt{w_e^2 + 2 g h_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (32a)$$

Aus der letzteren Formel ist ersichtlich, dass w_a einerseits verzögert, andererseits beschleunigt wird und somit kleiner oder größer als w_e werden kann, je nachdem der eine oder andere der betreffenden Faktoren vorherrschen wird.

Da nun bei dem als theoretische Grundlage einer Druckturbine angenommenen Winkelverhältnis

$$w_e = v = c_e \cdot \frac{\sin a}{\sin \cdot \beta}$$

und unter der Voraussetzung eines richtigen Wasseraustrittes $v = w_a \cdot \cos\gamma$ ist, so muss auch sein:

$$c_e \cdot \frac{\sin a}{\sin\beta} = w_a \cdot \cos \cdot \gamma = v \quad \text{und}$$

$$w_a = \frac{v}{\cos \gamma} = 0{,}95 \sqrt{w_e^2 + 2 g h_1} \cdot$$

Nimmt man $\sphericalangle \gamma = \sphericalangle a$ an, so ist auch

$$w_a = \frac{v}{\cos a} = 0{,}95 \sqrt{w_e^2 + 2 g h_1}\, w_e \quad \ldots \ldots \quad (33)$$

Diese Bedingung wird erfüllt sein, wenn sich die die Wassergeschwindigkeiten beeinflussenden Faktoren der Formel (32) ausgleichen, andernfalls aber wird w_a einen Wert erhalten, der von w_e nach oben oder unten abweicht und seiner trigonometrischen Beziehung zu v nicht mehr entspricht, weshalb es dann nötig wird, für v einen anderen Wert zu suchen nach der Beziehung:

$$v = \cos \cdot a \cdot 0{,}95 \sqrt{c_e^2 \frac{\sin^2 a}{\sin^2 \beta} + 2 g h_1} \cdot$$

Mit v muss sich natürlich auch das angenommene Winkelverhältnis ändern, d. h. $\sphericalangle \beta \gtrless 180 - 2a$ werden, woraus sich dann ergiebt:

$$v = c_e \frac{\sin 180 - (a + \beta)}{\sin \beta} \quad \text{somit}$$

$$\cos \cdot a \cdot 0{,}95 \sqrt{c_e^2 \frac{\sin^2 a}{\sin^2 \beta} + 2 g h_1} = c_e \frac{\sin 180 - (a + \beta)}{\sin \cdot \beta} = v \cdot$$

Der hiernach berechnete Wert von v ist aber nicht genau, sondern nur annähernd richtig, weil sich auch der $\sphericalangle \beta$ ändert, der, um die Rechnung ausführen zu können, mit seinem ersten Wert $= 180 - 2\alpha$ in die Formel eingesetzt werden musste.

Aus dem Vorstehenden erkennt man, dass das als Grundlage einer Druckturbine angenommene Verhältnis $\sphericalangle \beta = 180 - 2\alpha$ nicht unbedingt, sondern nur bedingt richtig und giltig ist und $\sphericalangle \beta$ größer oder kleiner werden muss nach Maßgabe der die relative Durchflussgeschwindigkeit des Wassers verzögernd oder beschleunigend beeinflussenden Faktoren.

Bei größeren Gefällen wird der verzögernde Faktor vorherrschen, also w_a gegenüber $\frac{v}{\cos\alpha}$ zu klein bezw. letzteres zu groß sein, somit kleiner werden müssen, was durch eine entsprechende Vergrößerung des $\sphericalangle \beta$ erzielt wird, während bei kleineren Gefällen die gegenteiligen Verhältnisse eintreten und dementsprechende Korrekturen vorzunehmen sind.

Da die Anwendung der Druckturbinen infolge ihrer ungünstigen Aufstellungsbedingungen, wonach man im voraus auf einen bestimmten Gefällteil verzichten muss, schon seit längerer Zeit geringer geworden ist und sich nur noch auf höhere Gefälle beschränkt, so wird man in allen diesen Fällen $\sphericalangle \beta > 180 - 2\alpha$ anzunehmen haben.

Damit der Wasserdurchfluss auf die ganze Höhe des Laufrades richtig d. h. frei und ungehindert erfolgen kann, muss dasselbe nach unten zu derart erweitert werden, dass der Strahl an keiner Stelle die Seitenwände berührt, welche Bedingung erfahrungsmäßig erfüllt wird, wenn man $b_2 = {}^{ca.}3 - {}^{ca.}3{,}5\, b$ resp. bei sehr hohen Gefällen $b_2 - {}^{ca.}4\, b$ macht.

Giebt man den achsialen Druckturbinen schraubenflächenförmige Schaufeln, so entstehen auch hier ziemlich bedeutende Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen den in verschiedenen Achsenabständen ein- und austretenden Wasserteilchen, denn die Schaufellängen l werden für D_i kleiner, für D_a dagegen größer als für D_m, während die Werte von w_e infolge der verschiedenen $\sphericalangle \alpha$ für D_i größer, für D_a dagegen kleiner werden, als für D_m; so dass die innen fließenden Wasserteilchen voreilen, bezw. die äußeren zurückbleiben und also eine starke gegenseitige Verschiebung derselben stattfindet, die einen ungünstigen Austritt des Wassers und eine Verminderung des Wirkungsgrades der Turbine zur Folge hat.

Wollte man diese Differenzen ausgleichen, so wären zunächst die Werte w_e so zu ändern, dass sie den bezügl. Schaufellängen entsprechen würden, d. h. w_{ei} wäre kleiner und w_{ea} größer zu machen, was aber nur durch Änderung der $\sphericalangle \alpha$ möglich wäre und wieder eine Änderung der $\sphericalangle \beta$ zur Folge hätte, die zwischen den letzteren und den Richtungen von w_e bestehenden Differenzen also nicht beseitigen würde. Man hat deshalb zu diesem Zweck einen anderen Weg eingeschlagen und anstatt die Geschwindigkeiten w_e, die von demselben durchlaufenen Wege d. h. die Schaufellängen l geändert resp. gleich groß gemacht, wodurch die Differenzen zwischen Wegen und Geschwindigkeiten zwar nicht ganz ausgeglichen, aber doch wesentlich vermindert werden, ein Verfahren, das aus den folgenden Betrachtungen hervorgegangen ist.

Es bedeute *Bild 21, Tafel 9,* den teilweisen Grundriss einer sich nach rechts drehenden achsialen Druckturbine, *Bild 22, Tafel 9,* die im Aufriss gezeichnete Abwicklung des Leit- und Laufradkanales einer solchen und *Bild 23, Tafel 9,* den radialen Querschnitt derselben; es sei ferner $\overline{a - a}$ die radial gerichtete Oberkante einer Laufradschaufel, $\overline{a - a_1}$ der absolute Wasserstrahl und $a - b = l_a$ die rechtwinklig zu $\overline{a - a}$ stehende Horizontalprojektion desselben, in deren Richtung der bei a in das Laufrad eingetretene Strahl fortfließen und an deren Endpunkt b derselbe die Schaufel verlassen wird, deren Unterkante $\overline{a^1 - a^1}$ in diesem Augenblick die Richtung $\overline{b - c}$ einnehmen und mit $\overline{a - c}$ den $\sphericalangle\, a_1$ einschließen wird. Während nun beim Eintritt des Strahles in das Laufrad der Mittelkreis R_{me} des Schaufelraumes mit dem mittleren Wasserfaden in dem Punkte a sich berühren und zusammenfallen und die Bewegungsrichtung des Wassers $\perp$ zu der Schaufel, das Wasser also normal auf die Schaufelfläche drückt, so trifft dieses für den Austrittspunkt b nicht mehr zu, weil sich die Schaufelbahn bis dahin infolge ihrer kreisförmigen Bewegung, um den Abstand $\overline{b - c}$ von der dem Trägheitsgesetz folgenden geraden Wasserbahn entfernt hat und ihre Normale mit der letzteren nun nicht mehr zusammenfällt, sondern den $\sphericalangle\, a_1$ mit derselben einschließt. Infolgedessen wird auch beim Austritt des Wassers der Wasserdruck nicht mehr normal, sondern schief zur Schaufelbahn wirken und eine Komponente $\overline{b - d}$ ergeben, die mit der radialen Schaufelunterkante zusammenfallen, deren Normalen somit ebenfalls den $\sphericalangle\, a_1$ einschließen und die Größe des centrifugalen Bestrebens des Wassers darstellen wird.

Will man diese vermeiden, so ist also die Unterkante der Laufradschaufeln nicht radial, sondern normal zur Wasserbewegung, d. h. $\parallel \overline{a - c}$ und soviel excentrisch zu stellen, dass $r_1 = R_{ma} \cdot \sin a_1 = l_a$ ist, während $R_{ma} = R_{me} + \overline{b - c}$ zu nehmen ist.

Die Breite b_2 wird für den Radius R_{ma} symmetrisch d. h. je zur Hälfte nach außen und innen abgetragen.

Um auch die Geschwindigkeits-Differenzen zu vermindern, hat man nun, wie oben schon angedeutet, die relativen Wasserwege resp. die Schaufelungen l für alle Durchmesser gleich groß zu machen, indem man die Oberkanten der Laufradschaufeln $\parallel$ (d. h. parallel) den Unterkanten stellt, so dass die letzteren die Richtung $a_1^1 - a_1^1$ und die ersteren die Richtung $\overline{a_1 - a_1}$ des Bildes erhalten.

Für derart geformte Laufradschaufeln kann man nun für D_i, D_a und D_m gleich große $\sphericalangle\, \beta$ nehmen, was aber auch gleiche $\sphericalangle\, a$ bedingt und Leitradschaufeln ergiebt, deren Unterkanten ebenfalls nicht mehr radial stehen können, dagegen kann man den Oberkanten radiale Richtung geben und die Unterkanten $\parallel$ zu denselben stellen.

Das Verhältnis $\frac{b}{D_m}$ soll bei den achsialen Druckturbinen den Wert *0,10* nicht überschreiten d. h. $b \leqq 0{,}10\ D_m$ sein.

Radiale Druckturbinen können nach derselben Theorie berechnet werden, wie achsiale Druckturbinen, haben jedoch den Vorteil, dass wie bei den radialen Überdruckturbinen, die Geschwindigkeitsdifferenzen nicht vorhanden sind, weshalb sie auch häufiger Anwendung finden, als achsiale Druckturbinen und zwar meistens mit horizontaler Achse und innerer Beaufschlagung, die den Druckturbinen mit äußerer Beaufschlagung deshalb vorzuziehen ist, weil bei der letzteren der Wassereintritt ins Laufrad durch die Centrifugalkraft und der Wasseraustritt aus demselben durch verschiedene Konstruktionsteile (Welle, Lager) erschwert wird, was bei Beaufschlagung von innen nicht der Fall ist.

Schlussbemerkungen.

Da in der Praxis besondere Umstände und Verhältnisse manchmal eine Änderung der theoretischen oder normalen Umdrehungszahl einer Turbine erfordern und es dann nötig wird, beurteilen zu können, wie sich die Verhältnisse resp. die Wirkungsgrade der Turbine bei erhöhter oder verminderter Umdrehungszahl verhalten, so sollen auch noch hierüber einige Anhaltspunkte gegeben werden, die auf theoretischer Grundlage fußen, deren Entwickelung aber etwas weitläufige und umständliche Berechnungen über Stoßverluste erfordert und weil deshalb über den Rahmen dieser Schrift hinausgehend, hier unterbleiben soll. Die Resultate derselben sind folgende:

1) Für Turbinen mit $\measuredangle \beta = 90^0$ ist die Abnahme des Wirkungsgrades bei um x verminderter Umdrehungszahl gleich der Annahme desselben bei um x vermehrter Umdrehungszahl, jedoch nicht bedeutend, so lange die Differenz der Umdrehungszahlen nicht mehr als cirka 10 % der normalen Geschwindigkeit beträgt.
2) Bei Turbinen mit $\measuredangle \beta > 90^0$ kann unbeschadet des Wirkungsgrades eine Erhöhung der Umdrehungszahl bis zu etwa 10 % eintreten, dagegen wird bei verminderter Umdrehungszahl auch der Wirkungsgrad geringer.
3) Turbinen mit $\measuredangle \beta < 90^0$ verhalten sich umgekehrt wie die unter 2 genannten.

Mit Bezug auf die von den Turbinen bei veränderter Umdrehungszahl verarbeitete Wassermenge kann folgendes festgestellt werden;

a) Die unter 1 genannten Turbinen verarbeiten sowohl bei verminderter als auch bei erhöhter Umdrehungszahl mehr Wasser als bei normaler Umdrehungszahl.
b) Die unter 2 genannten Turbinen verarbeiten bei langsamerem Gang mehr Wasser, als bei normalem Gang.
c) Die unter 3 genannten Turbinen verarbeiten bei schnellerem Gang mehr Wasser als bei normalem Gang.

Die unter a, b und c genannten Verhältnisse sind auch direkt aus den betreffenden Eintrittsparallelogrammen zu ersehen.

Endlich liefert die oben genannte Entwickelung noch das Ergebnis, dass der Wirkungsgrad einer Turbine am größten ist, wenn sie ungefähr halb soviel Umdrehungen macht, als beim Leergang, d. h. ohne Belastung, ein Resultat, das sich allerdings schon aus den im ersten Teil dieser Schrift (in den hydraulischen Abschnitten) enthaltenen Entwickelungen ergeben hat.

Wenn ferner in der vorstehenden Theorie die Grenzturbinen nicht besonders erwähnt sind, so ist dieses darin begründet, dass diese Turbinen vom theoretischem Standpunkte aus nicht, wie oft angenommen, eine Turbinenart für sich darstellen, sondern zu den Überdruckturbinen zu zählen sind, sofern sie mit vollen Kanälen arbeiten und also den gleichen Gesetzen unterliegen und somit auch zu berechnen sind, wie diese.

Wenn nun diese nach den Anfängen des Turbinenbaues längere Zeit das Feld behaupteten, so hat dies seinen Grund darin, dass für dieselben besonders durch die Theorie von Redtenbacher eine wissenschaftliche Basis geschaffen wurde, welche die damaligen Techniker in den Stand setzte, solche Turbinen mit gutem Wirkungsgrad zu konstruieren.

Mit der Zeit empfand man aber mehr und mehr den diesen Turbinen anhaftenden Mangel, dass nämlich bei nur teilweiser Beaufschlagung ihr Wirkungsgrad erheblich zurückging, was den Ingenieur Girard veranlasste, das früher schon von Poncelet aufgestellte Prinzip der freien Ablenkung (Aktion) des Wassers weiter zu verfolgen und auf Grund derselben seine Turbine zu konstruieren, mit der man im Stande war, bei gleichbleibendem Wirkungsgrad wechselnde Wassermengen auszunutzen und die infolgedessen die bisherigen Reaktionsturbinen in den Hintergrund drängten und längere Zeit den Turbinenbau beherrschten. Aber auch diese Turbine zeigte einen Mangel, der in dem Gefällverlust bestand, welcher sich aus ihrer Aufstellungsbedingung ergab und um so mehr empfunden wurde, als sich die Ansprüche an den Wirkungsgrad einer Turbine steigerten und der durch die von Hänel erfundene sogenannte Grenz-Turbine dadurch beseitigt wurde, dass derselbe durch besondere Winkel- und Querschnittverhältnisse seine Turbine mit vollen Kanälen arbeiten lassen und auf den Unterwasserspiegel setzen resp. den bei der Girardturbine vorhandenen Gefällverlust vermeiden und den Wirkungsgrad erhöhen konnte. Hiermit war aber gleichzeitig auch der Beweis geliefert, dass man mit den Girardturbinen noch nicht das Höchste im Turbinenbau erreicht hatte, sondern durch Turbinen mit voll arbeitenden Kanälen noch bessere Wirkungen erzielen konnte und die Folge davon war, dass man von dieser Zeit ab den Überdruckturbinen wieder mehr Aufmerksamkeit zuwendete, die Druck- oder Girardturbinen mehr und mehr zurücktraten und die Anwendung derselben sich nach und nach auf höhere Gefälle beschränkte.

Das Interesse für die Überdruckturbinen wurde noch dadurch erhöht, dass Mitte der 60er Jahre eine von dem Ingenieur Francis in Amerika mit gutem Erfolg als Überdruckturbine gebaute und radial von außen beaufschlagte Turbine in Deutschland bekannt, von Professor Kankelwitz hier eingeführt und zuerst von der Firma J. M. Voith in Heidenheim mit sehr guten Resultaten gebaut wurde, während der Mühlenbaumeister

Nagel in Hamburg mit radial von innen beaufschlagten Turbinen ebenfalls gute Erfolge erzielte. —

Da von dieser Zeit ab auch die achsial beaufschlagten Henschel-Jonval-Turbinen wesentliche Verbesserungen erfuhren, so mussten natürlich die Girard-Turbinen mehr und mehr von ihrer früheren Bedeutung verlieren und nach dem heutigen Stande des Turbinenbaues darf man wohl annehmen, dass die Überdruckturbinen und zwar vor allen die von außen beaufschlagten Francis-Turbinen für die nächste Zukunft das Feld behaupten, die Druckturbinen dagegen nur bei ganz hohen Gefällen und zwar ebenfalls als Radialturbinen, jedoch mit innerer Beaufschlagung zur Anwendung kommen werden, da diese in solchen Fällen gegenüber der äußeren Beaufschlagung verschiedene Vorteile haben und die radiale Beaufschlagung überhaupt, also auch für die Druckturbinen der achsialen Beaufschlagung vorzuziehen sind.

Was den radialen Überdruckturbinen hauptsächlich den Vorzug verleiht, das ist die Regulierungsweise derselben, mittelst welcher die evtl. nötige Änderung der Kanalquerschnitte wesentlich schneller und leichter zu bewerkstelligen ist, als bei den Achsialturbinen, ein Vorteil der besonders bei Anwendung automatisch und teilweise vorzüglich wirkender Regulatoren in die Erscheinung tritt und nicht zum wenigsten mit dazu beitragen dürfte, diesen Turbinen ein immer größeres Anwendungsgebiet zu eröffnen.

Die in den letzten 50 Jahren im Turbinenbau bezw. in den verschiedenen Turbinensystemen erfolgten Umwandlungen und Verbesserungen haben gleichzeitig auch eine gewisse Klärung und Vereinfachung der früheren Begriffe über Turbinen zur Folge gehabt, die als sehr wünschenswert bezeichnet werden muss, denn man ist jetzt wohl berechtigt, heute nur noch zwischen Druck- und Überdruck-Turbinen zu unterscheiden und alle sonstigen Nebenbezeichnungen fortzulassen und vielleicht wird man nach dieser Richtung hin bald noch einen Schritt weiter gekommen sein und alsdann nur noch von Turbinen überhaupt reden und die Frage oder Sorge darüber, ob resp. wie weit bei einer Turbine Druck oder Überdruck des Wassers in jedem einzelnen Falle zur Anwendung zu kommen hat, ausschließlich den Konstrukteuren überlassen, während der Abnehmer sich auf die Fragen nach dem Wirkungsgrad, der Umdrehungszahl und einem zweckmäßigen, möglichst ungestörten Betrieb beschränken wird.



Druck von Schmidt & Baumann, Leipzig-R

Bild 1.

Bild 2.

Bild 3.

Bild 4.

Bild 6.

Bild 7.

Bild 9.

Bild 11.

Bild 13.

Bild 5.

Bild 14.

O.W.S.

U.W.S.

Bild 8.

Bild 10.

O.W.S.

Bild 12.

U.W.S.

U.W.S.

Bild 1.

O.W.S

U.W.S

Bild 2.

O.W.S.

O.W.

h_{ch}

$\frac{s-s_2 \cdot Ch}{v}$

Bild 7.

O.W.

a

Bild 4.

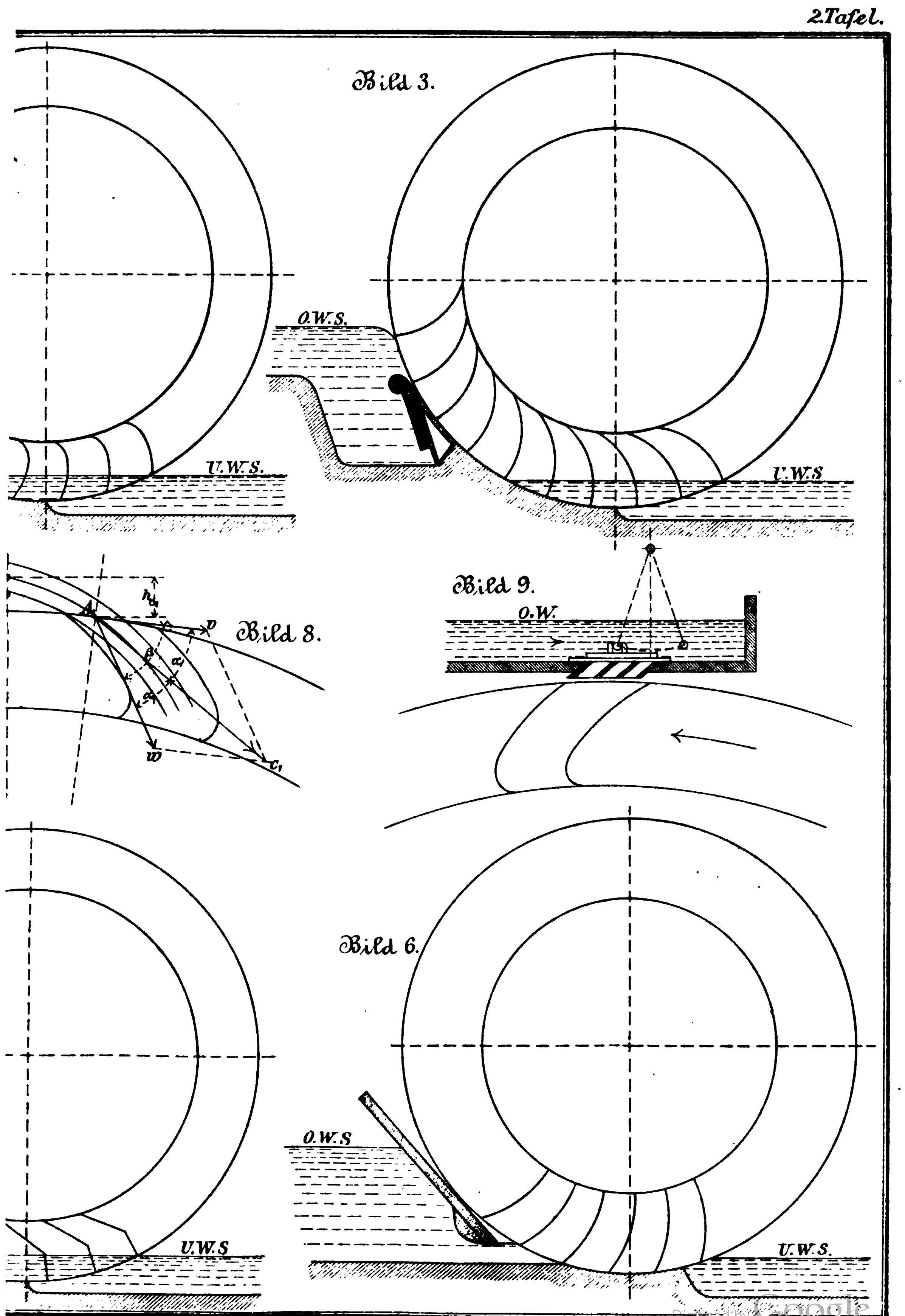
O.W.S.

U.W.S.

Bild 5.

O.W.S

Verlag von Moritz Schäfer in Leipzig.



Lith. u. Druck von H. Arnold in Leipzig.

Bild 1.

O.W.S

U.W.S

Bild 2.

O.W.S.

O.W.

h_{ch}

$\frac{s-s_1 \cdot Ch}{v}$

A

A_1

A_1'

s_1'

Bild 7.

s

s_1

s_2

s_2'

A_2

s

s_1

a

O.W.

Bild 4.

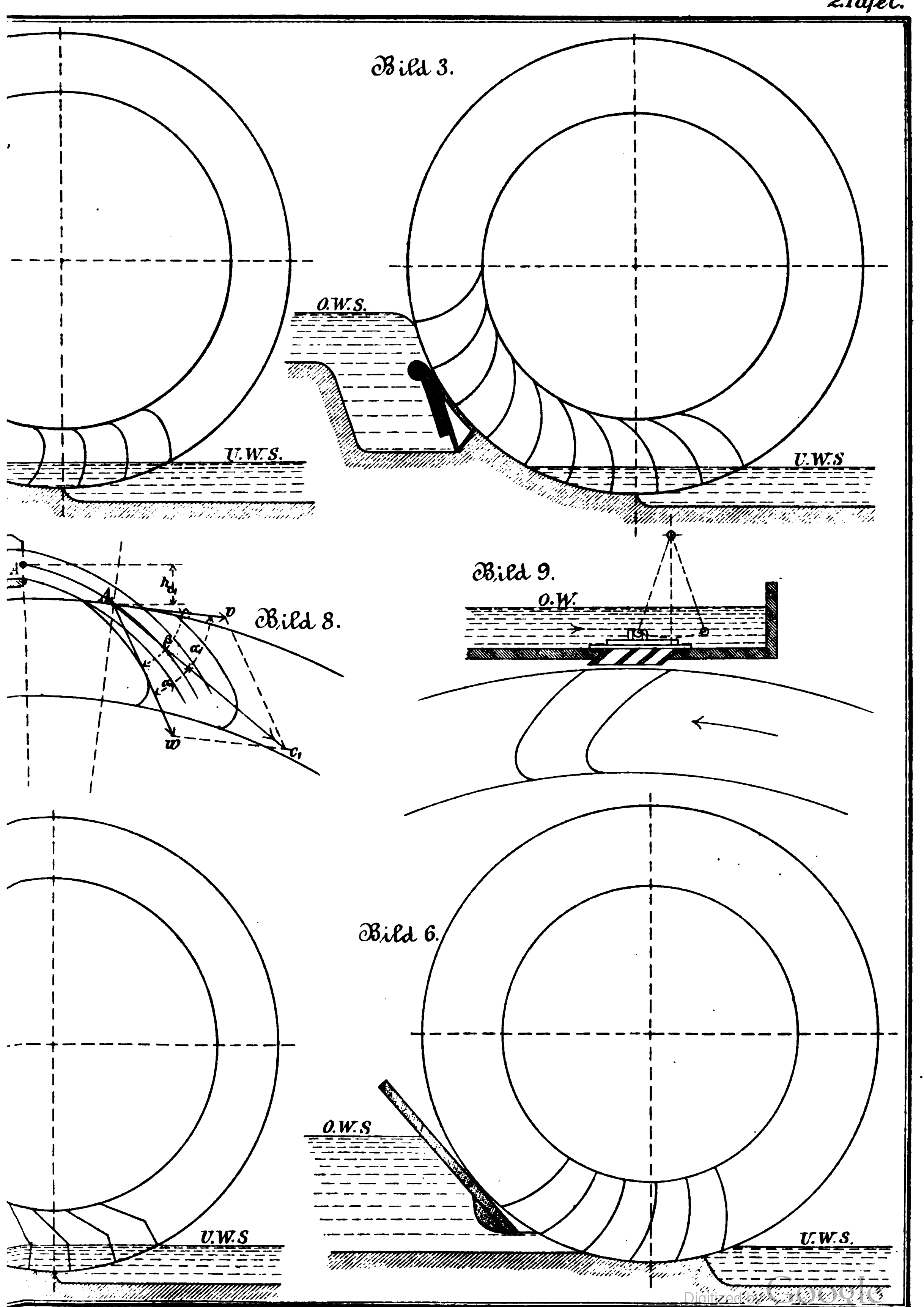
O.W.S.

U.W.S.

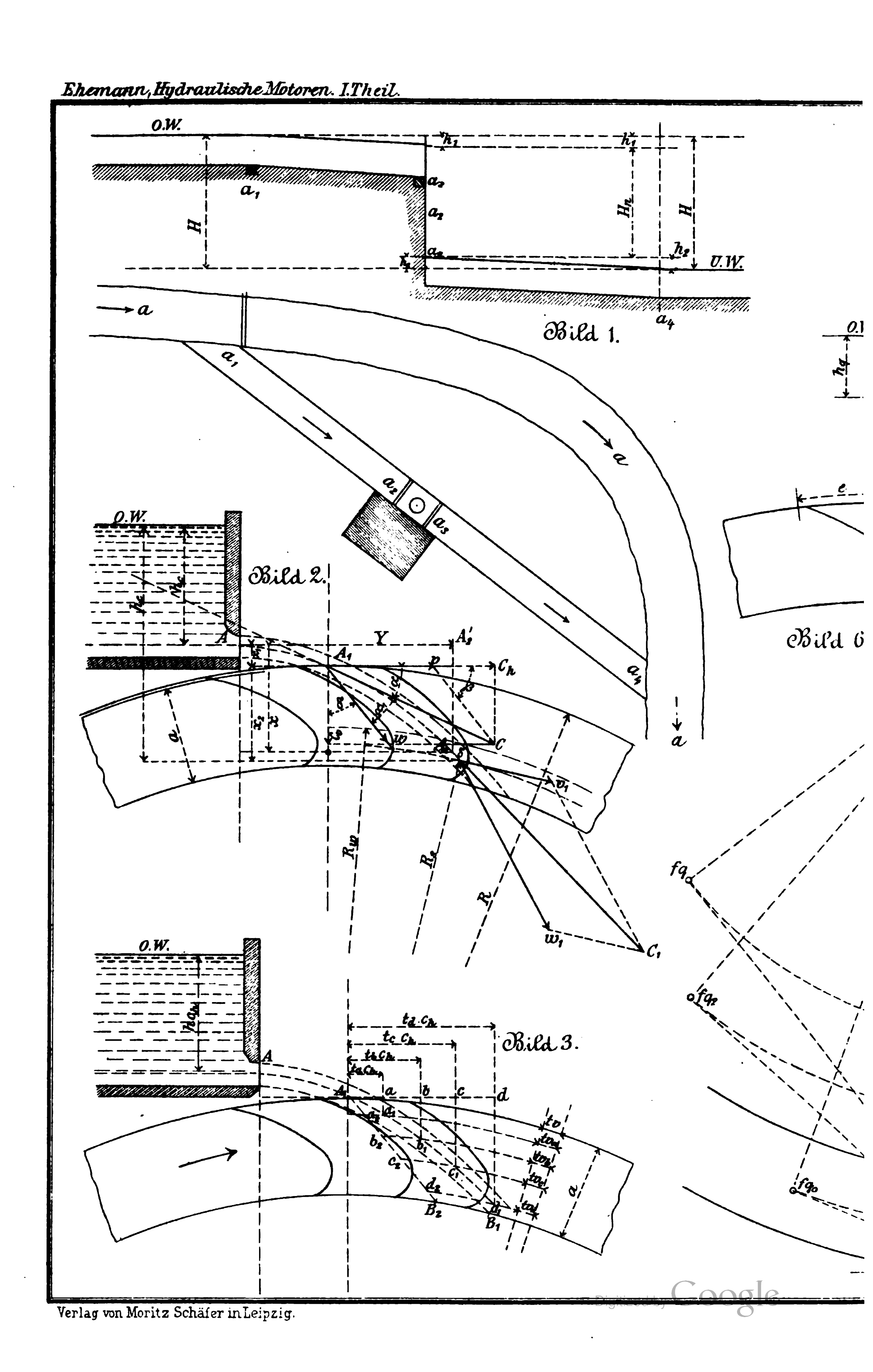
Bild 5.

O.W.S

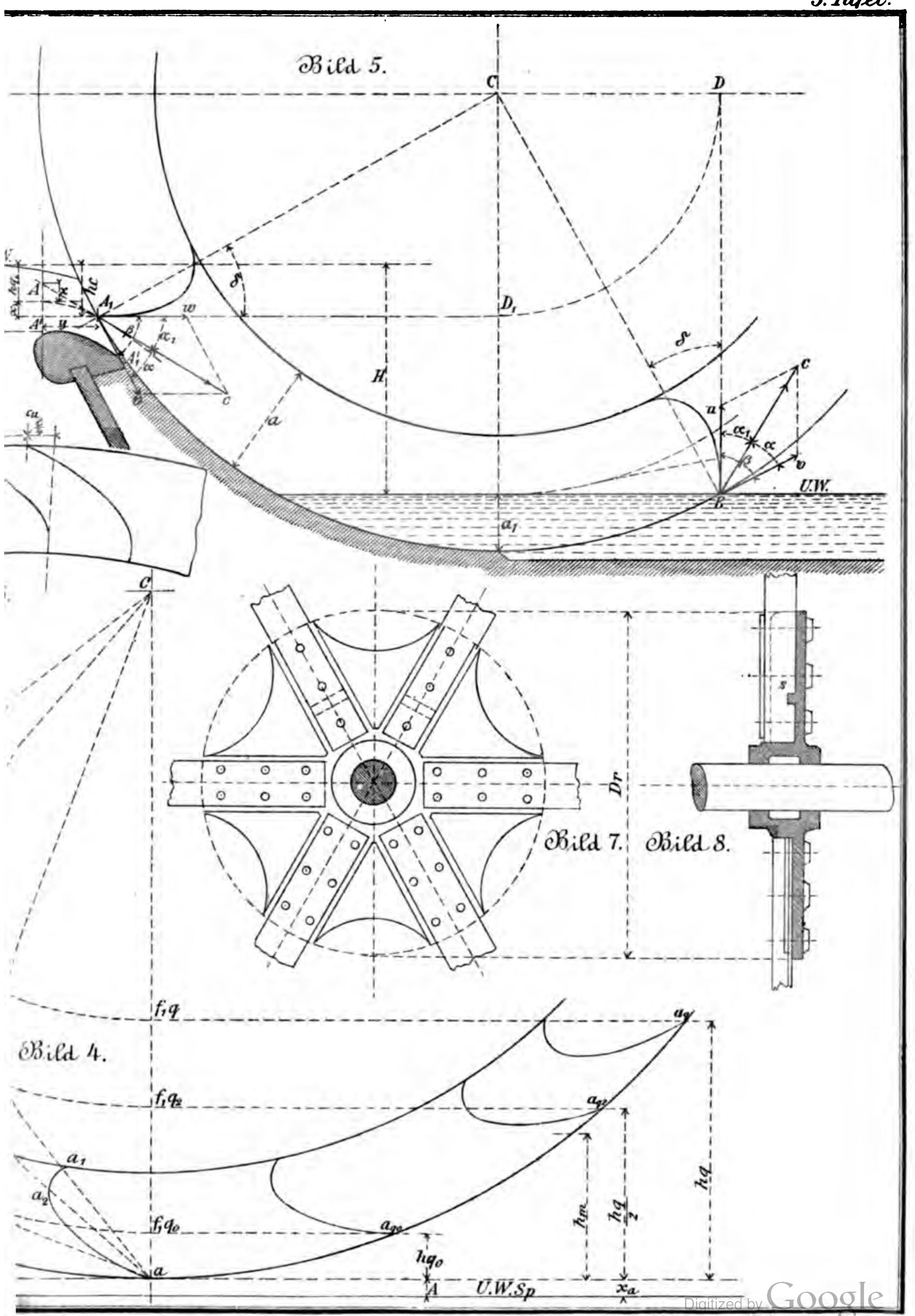
Verlag von Moritz Schäfer in Leipzig.



Lith. u. Druck von H. Arnold in Leipzig



Verlag von Moritz Schäfer in Leipzig.



Lith. u Druck von H. Arnold in Leipzig.

Bild 1.

E C δ A₁ w c H δ U.W. D

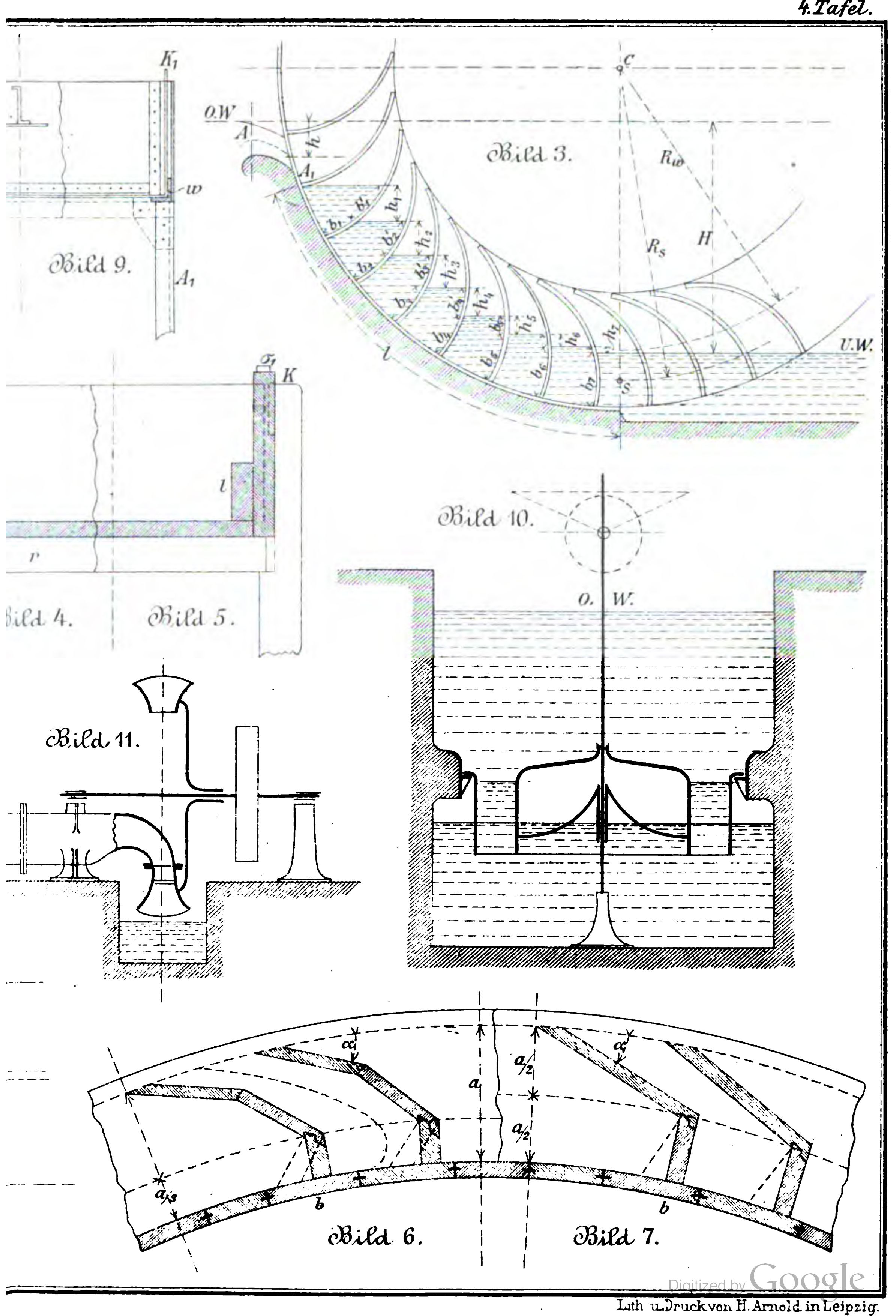
Bild 8.

K b r A

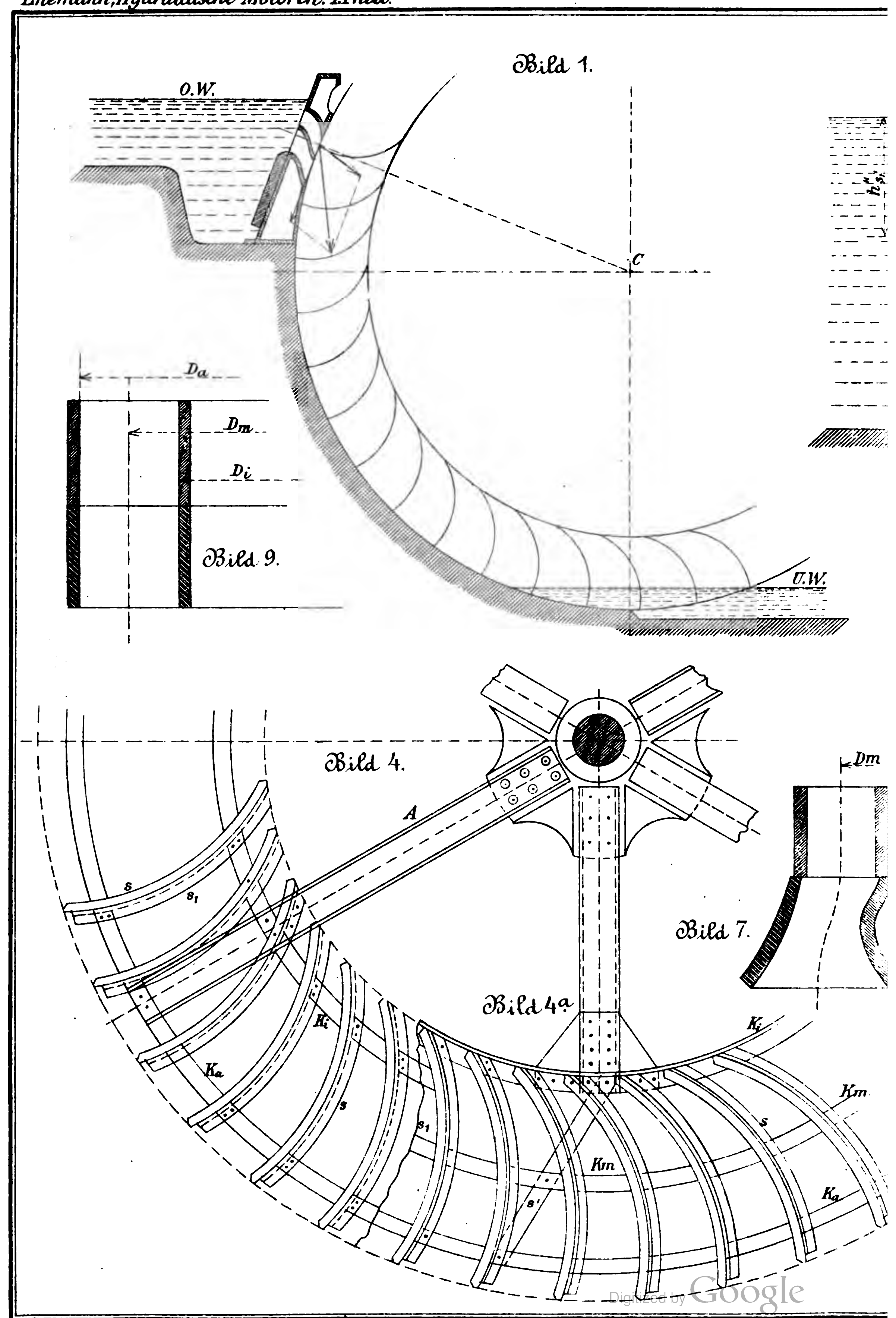
Bild 2.

O.W. C U.W.

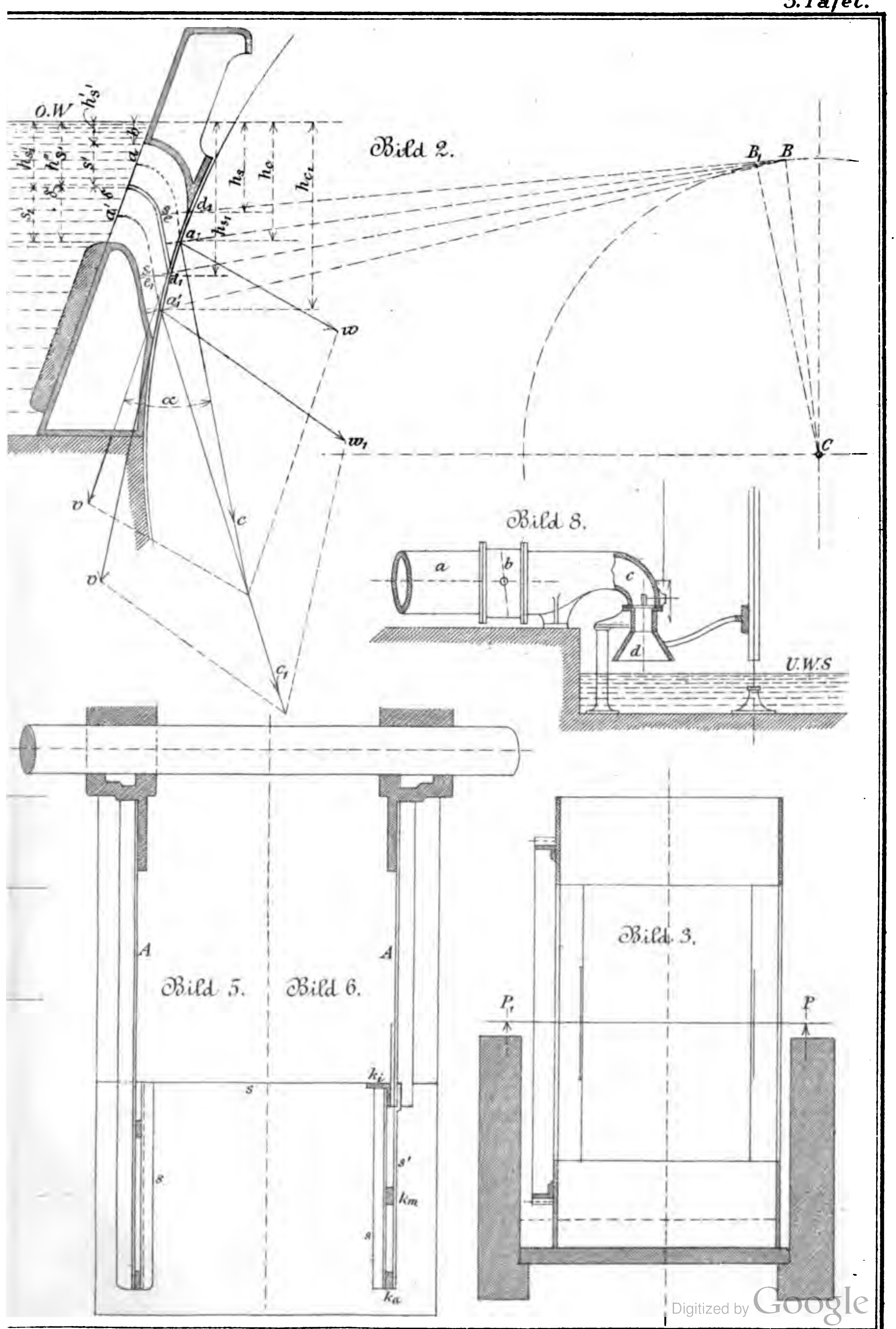
Bild 12.



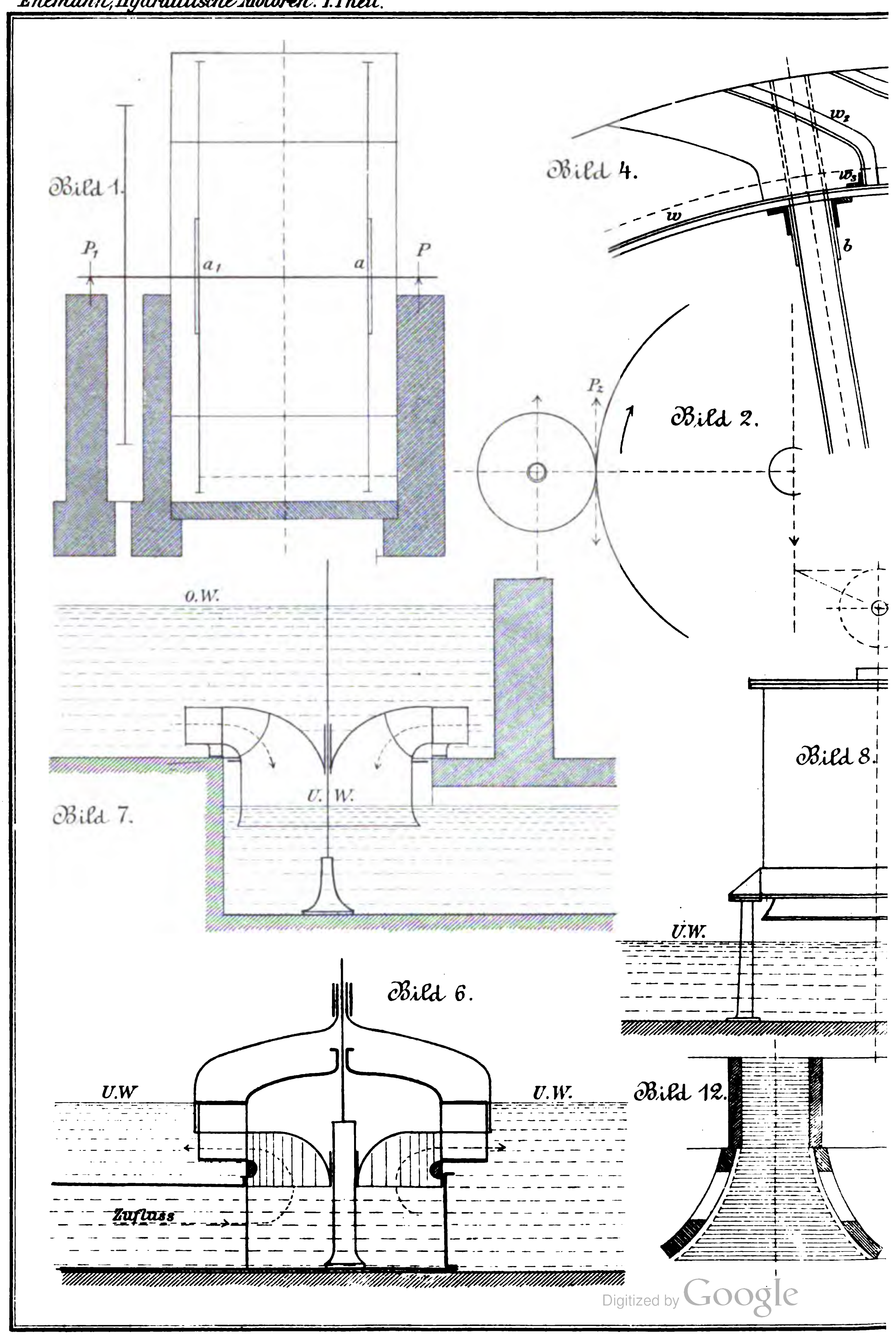
Lith. u. Druck von H. Arnold in Leipzig.



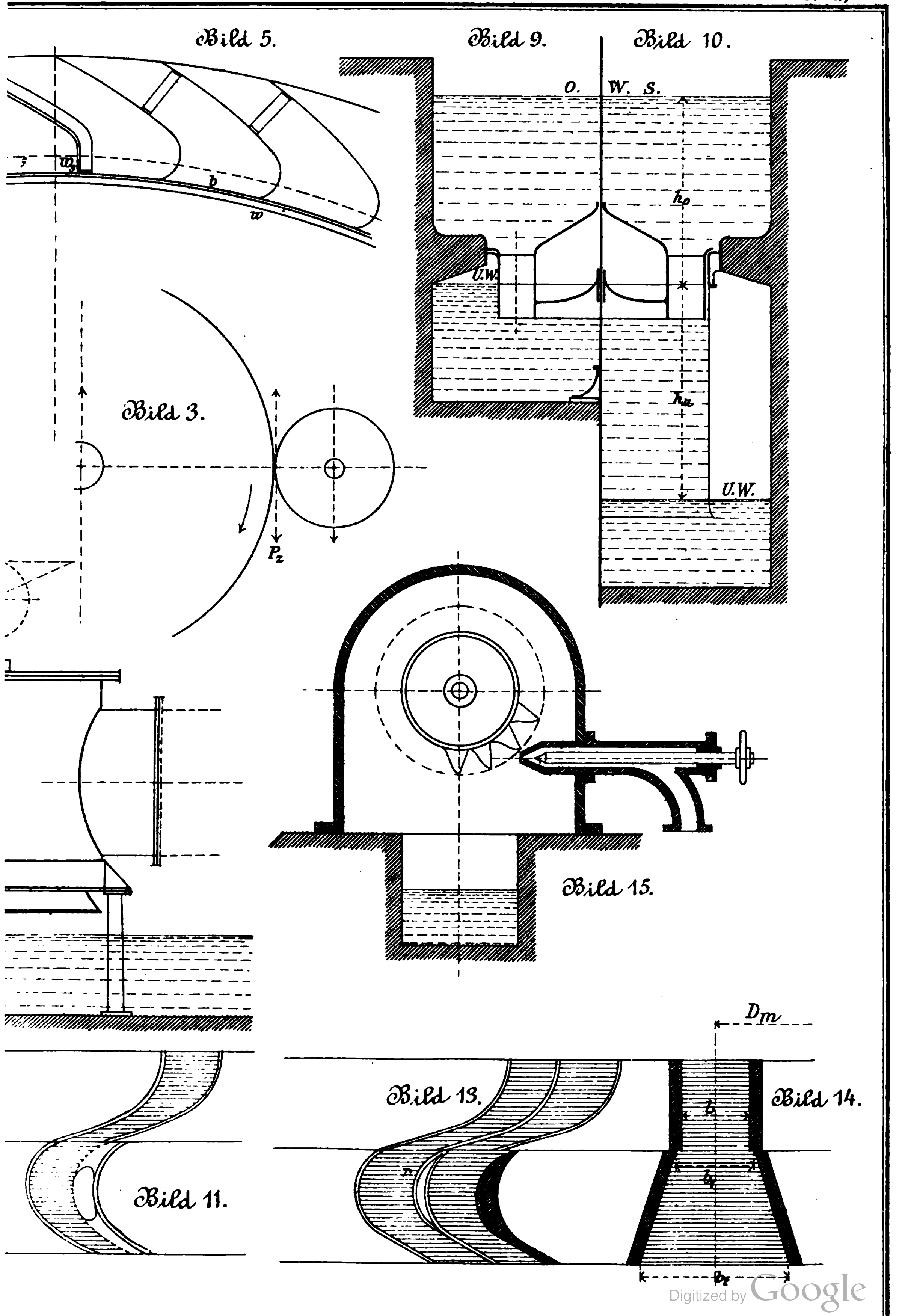
Verlag von Moritz Schäfer in Leipzig.



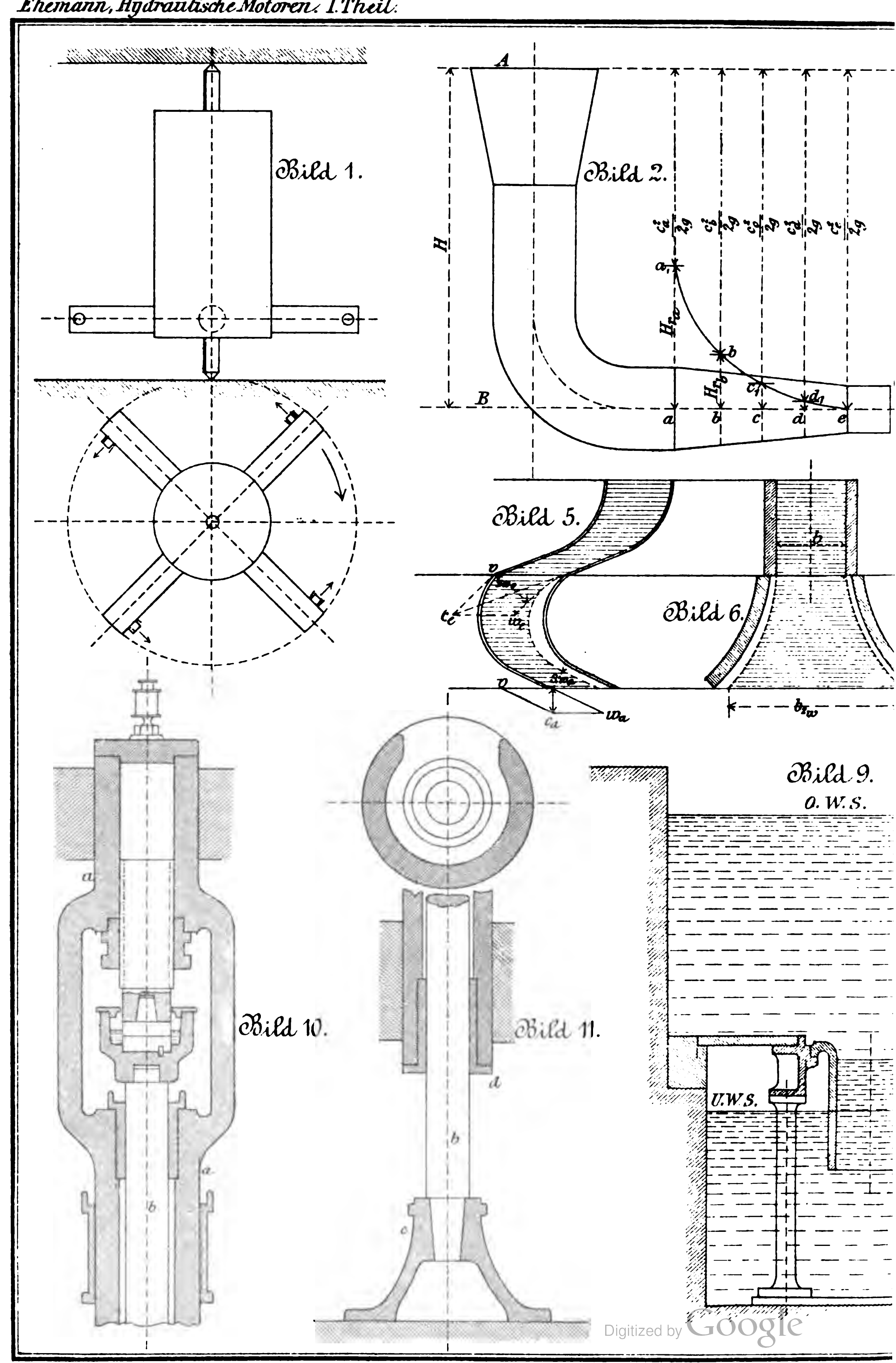
Lith. u. Druck von H. Arnold in Leipzig.



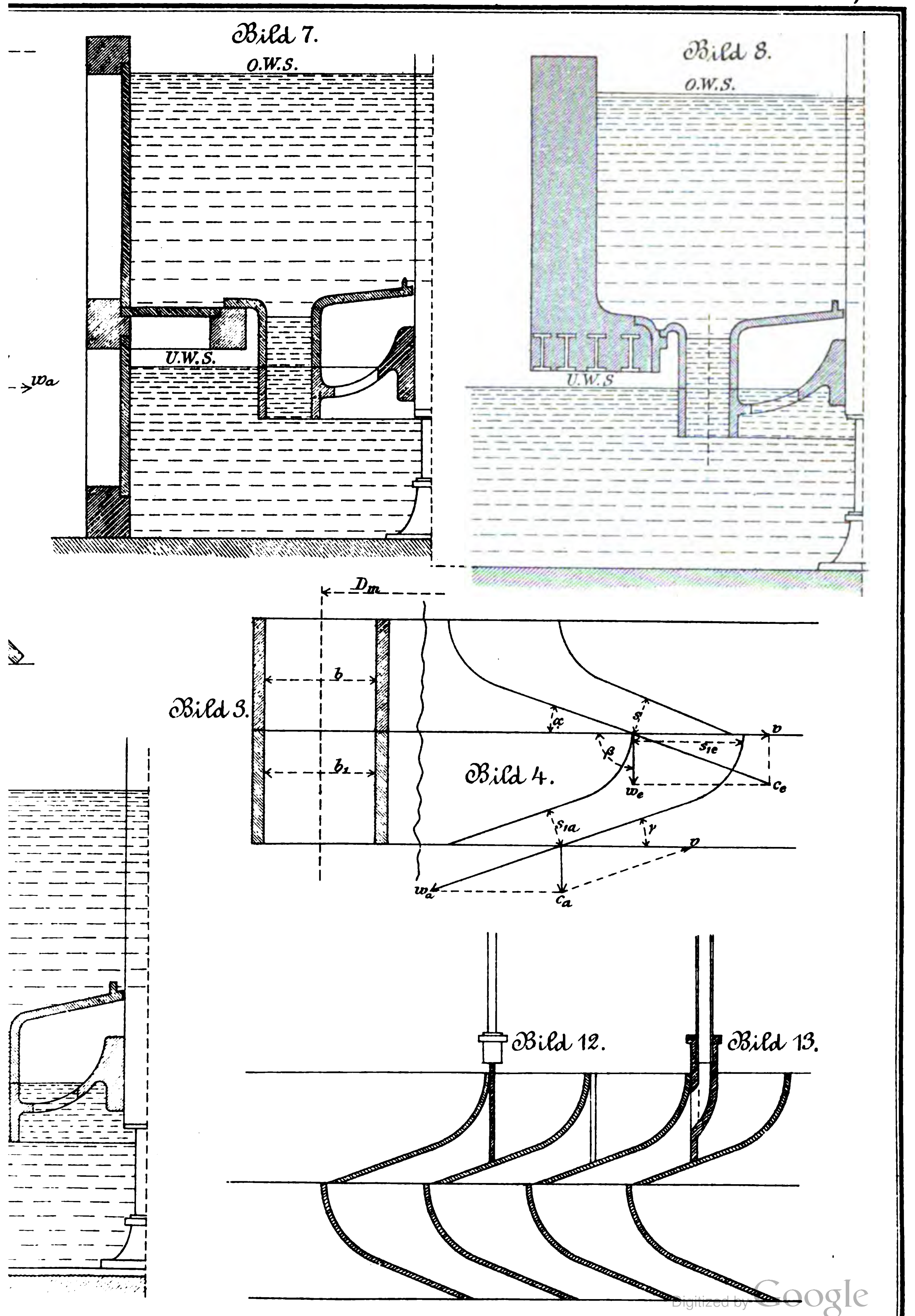
Verlag von Moritz Schäfer in Leipzig.



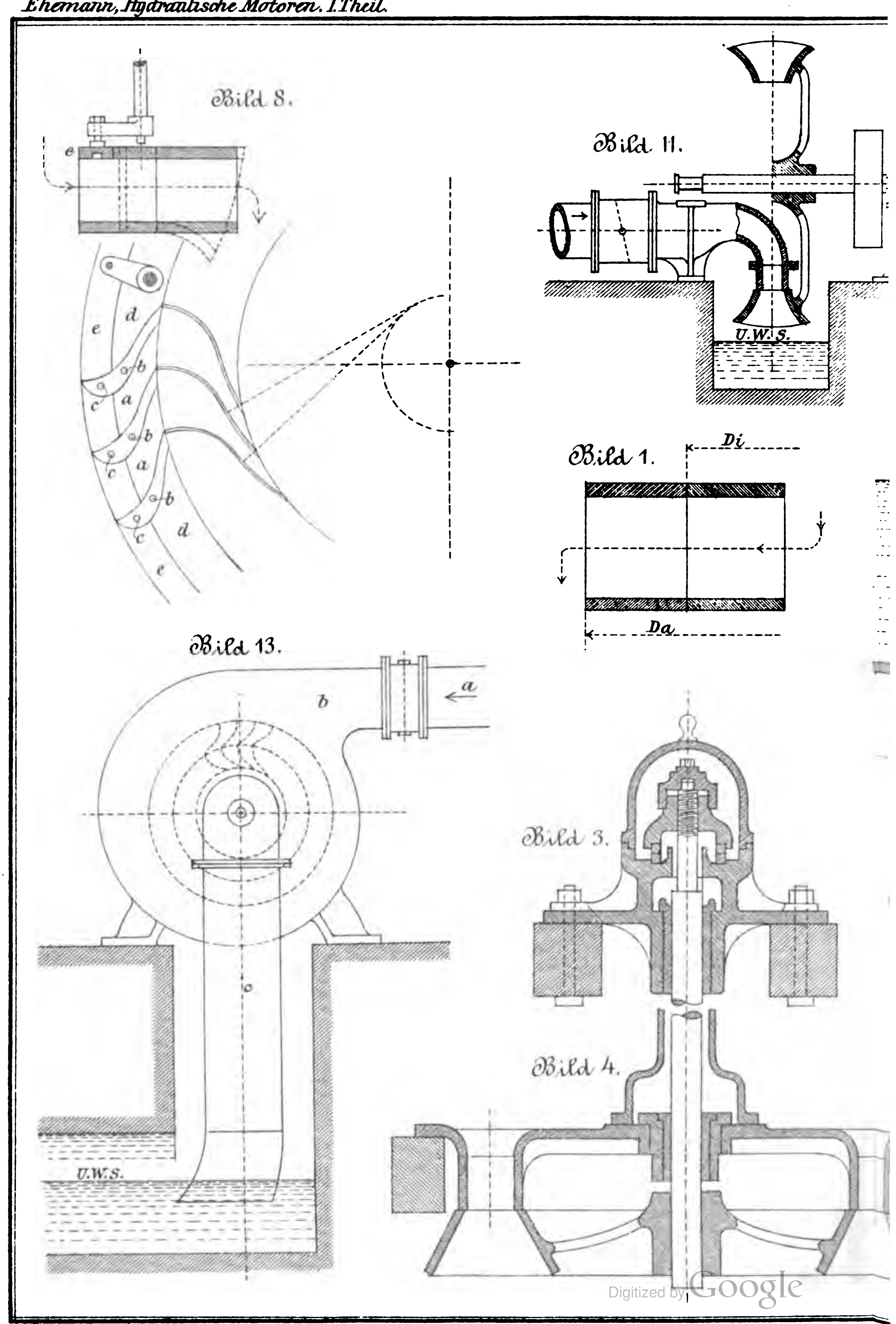
Lith. u Druck von H. Arnold in Leipzig.



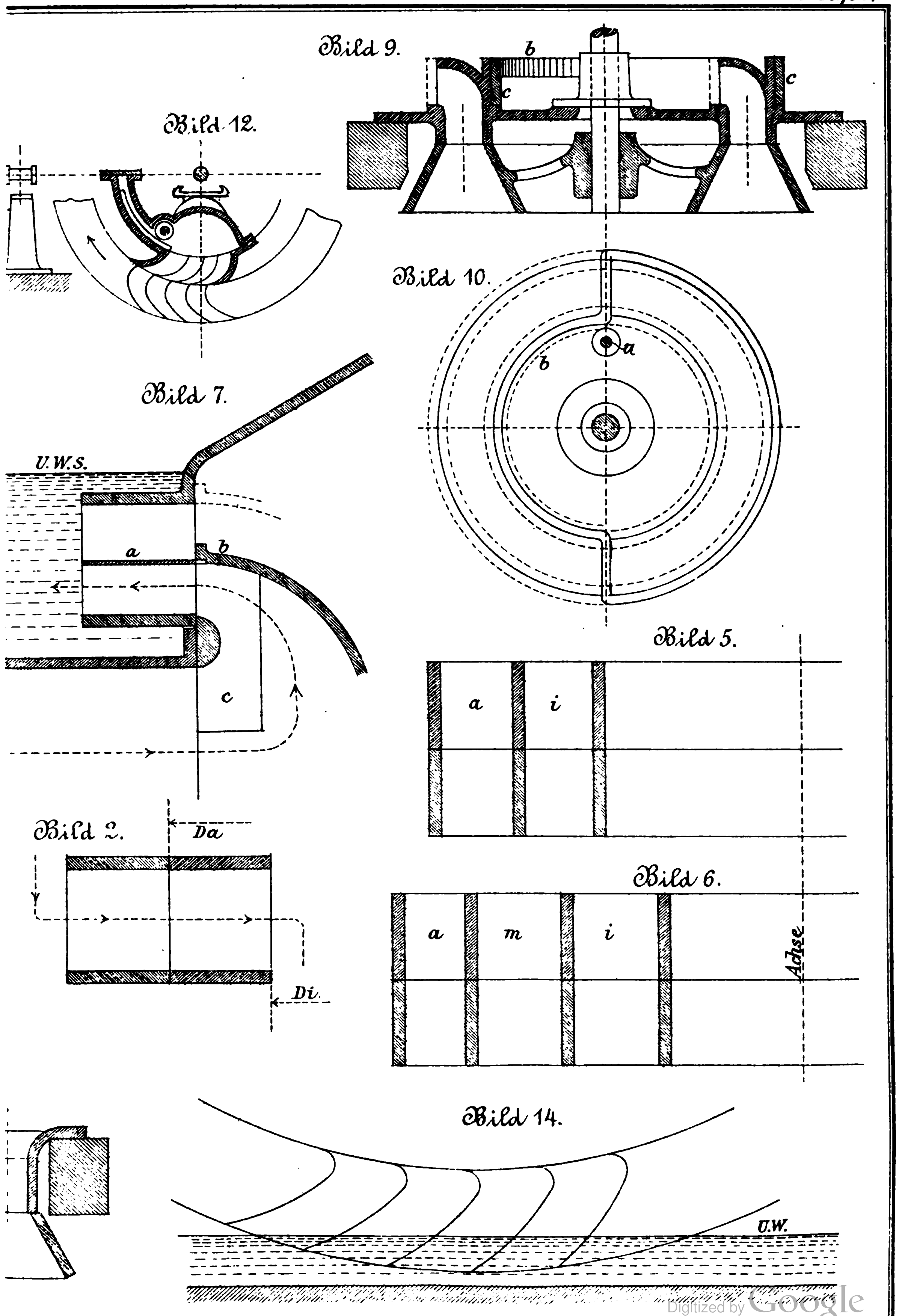
Verlag von Moritz Schäfer in Leipzig.



Lith. u Druck von H. Arnold in Leipzig.



Verlag von Moritz Schäfer in Leipzig.



Lith. u. Druck von H. Arnold in Leipzig